

Carlos Manuel Magalhães Gonçalves



ESTUDO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DA SECÇÃO-MESTRA DAS LANCHAS DE FISCALIZAÇÃO RÁPIDA DA CLASSE “CENTAURO”

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Júri:

Presidente: Doutor João Paulo Vale Urgueira (FCT/UNL)

Orientadores: Doutor Rui Fernando dos Santos Pereira Martins (FCT/UNL)

Doutora Raquel Albuquerque Soares Brás de Almeida (FCT/UNL)

Engenheiro Luís Manuel da Silva Leal das Neves (Marinha Portuguesa)

Vogais: Doutor João Paulo Vale Urgueira (FCT/UNL)

Engenheiro Ricardo Filipe Pereira Batista (Marinha Portuguesa)

**Dezembro
2011**



**FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA**

**ESTUDO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DA SECÇÃO-MESTRA DAS LANCHAS
DE FISCALIZAÇÃO RÁPIDA DA CLASSE “*CENTAURO*”**

Copyright © 2011 Carlos Manuel Magalhães Gonçalves

Faculdade Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpetuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua copia e distribuição com objectivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

AGRADECIMENTOS

O presente trabalho, que preencheu vários meses da minha vida, nem sempre correu como esperado, nem da forma mais simples e pretendida. Contudo, se foi possível o seu término, foi devido a algumas pessoas, preponderantes ao alcançar do objectivo.

Ao meu Orientador, Professor Doutor Rui Fernando Martins, pelos seus constantes conselhos e orientação e pela sua total disponibilidade ao longo deste trabalho.

À minha Co-Orientadora, Professora Doutora Raquel Almeida, pela sua disponibilidade e incansável interesse neste trabalho, dando sempre uma motivação extra.

Ao meu Co-Orientador Eng. Luís Leal das Neves, agradeço a sua disponibilidade para o esclarecimento de dúvidas relacionadas com a estrutura naval em estudo e pelo acesso às Unidades Navais.

À minha família, pelo seu incentivo e paciência sempre que necessários e em particular aos meus pais, que me deram a oportunidade de obter a minha formação.

À Tânia, pelo carinho, incentivo e confiança demonstrados ao longo do meu percurso académico.

Finalmente, aos meus colegas de curso, pelo companheirismo ao longo destes últimos 5 anos.

RESUMO

No seguimento de outros trabalhos desenvolvidos em colaboração entre o Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa e a Direcção de Navios da Marinha Portuguesa, o presente documento tem como principal objectivo apresentar o estudo do comportamento estrutural da secção-mestra de lanchas de fiscalização rápida da Classe *Centauro*, quando sujeitas às cargas de serviço durante a navegação.

Numa primeira fase, foi realizado o estudo do comportamento estrutural do navio quando sujeito às cargas de serviço. Verificou-se que a estrutura crítica do navio era a zona envolvente à Antepara nº21, sendo os esforços máximos causados predominantemente pelo Contra-Alquebramento. Neste estudo, foi utilizado o método dos elementos finitos (MEF) de forma a prever como a estrutura naval respondia às cargas aplicadas.

O estudo pelo MEF determinou que o local com maiores tensões induzidas ocorria no reforço estrutural vertical, no centro da Antepara, próximo da abertura existente no convés para a escada de acesso. Os resultados mostraram que a tensão de *von-mises* não excede a tensão de cedência das ligas de alumínio utilizadas no fabrico do navio, quando aplicadas as cargas de serviço.

De forma a obter-se o espectro de extensão provocado pelas cargas de serviço, foram instalados extensómetros no navio, na zona escolhida da Antepara nº 21. Através da utilização de um programa de aquisição em tempo real (*Labview*), recolheram-se os dados extensometricos.

Finalmente, foi utilizado o método de contagem de ciclos *Rainflow* ao espectro de extensão recolhido, de forma a prever a vida à fadiga de um detalhe estrutural da Antepara nº 21. Concluiu-se que o detalhe estrutural da Antepara em estudo irá ter vida infinita devido à fadiga, tomando em consideração as condições de navegação equivalente ao estado 6 da escala de *Beaufort*.

Palavras-chave:

Antepara; Cargas de serviço; Método dos elementos finitos; Aquisição em tempo real; Extensómetros; Vida à fadiga;

ABSTRACT

Following further work developed in collaboration between the Department of Mechanical and Industrial Engineering of the Faculty of Science and Technology of the New University of Lisbon and the Directorate of Ships of the Portuguese Navy, the main objective of this thesis is to present the study of the structural behavior of the main Bulkhead of Fast Patrol Boat Class when submitted to service cargos during navigation.

In a first stage it was done a study of the structural behavior of the ship's structural detail that most suffered with the service cargos. It was verified that the critical structure of the ship was the surrounding of the bulkhead 21, in which the maximum stress was caused by sagging. This study was performed using the Finite Element Method (FEM) in order to predict how the structure reacts to the service cargos.

The FEM's study determined that the place with more tension was the vertical reinforcement, in the center of the bulkhead, close to the deck's opening that led to the stairs. The results showed that von-mises tension doesn't exceed the yield tension of alluminium alloys used on ship's construction when service cargos were applied.

In order to obtain the strain spectrum due to the service cargos, it was installed a strain gauge on the ship in the chosen area of the bulkhead 21. Through a routine of a software of acquisition in real time (Labview), it was collected the strain spectrum.

Finally, it was used the Rainflow Counting Method in the tension spectrum, in order to predict the fatigue life of structural detail of the bulkhead 21. It was concluded that the studied structural detail of the bulkhead will have infinite fatigue life, taking into consideration the navigation conditions equivalent to the level 6 of Beaufort scale.

Key-Words:

Bulkhead; Service cargos; Finite Element Method; Acquisition in real time; Strain gauges; Fatigue life;

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS.....	I
RESUMO	II
ABSTRACT.....	III
ÍNDICE	IV
ÍNDICE DE TABELAS.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VII
SIMBOLOGIA E ABREVIATURAS.....	XI
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. OBJECTIVOS E METODOLOGIA	1
1.2. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	1
2. ENQUADRAMENTO TEÓRICO	3
2.1. LANCHAS DE FISCALIZAÇÃO RÁPIDA DA CLASSE “CENTAURO”	3
2.1.1. Materiais utilizados no fabrico das Lanchas	4
2.2. CARREGAMENTOS.....	8
2.2.1. Navegação.....	8
2.2.2. Cargas de serviço.....	11
2.2.3. Alagamento Hipotético.....	18
2.2.4. Escolha da secção crítica da lancha.....	18
2.3. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	19
2.4. EXTENSOMETRIA	22
2.4.1. Introdução	22
2.4.2. Extensómetros	23
2.4.3. Características do extensómetro metálico	24
2.4.4. Principais fontes de erro na leitura dos extensómetros	26
2.4.5. Tipos de ligação da Ponte de Wheatstone.....	27
2.4.6. Extensómetros em Roseta.....	29
2.5. FADIGA.....	31
2.5.1. Definição.....	31
2.5.2. Características dos carregamentos.....	32
2.5.3. Curva S-N.....	33
2.5.4. Espectros reais.....	37
2.5.4.1. Método de contagem de Rainflow	38
2.5.5. Regra do dano acumulado de Palmgren-Miner.....	39
3. MODELAÇÃO DA ANTEPARA	41

4.	VALIDAÇÃO NUMÉRICA	45
4.1.	ANÁLISE ESTRUTURAL DA ANTEPARA Nº 21	45
4.1.1.	Definição da malha	45
4.1.2.	Condições de fronteira	47
4.1.3.	Carregamentos aplicados	48
4.1.4.	Análise e discussão de resultados	55
4.2.	CÁLCULO DA VIDA À FADIGA DE UM DETALHE ESTRUTURAL	56
4.2.1.	Cálculo por via analítica da vida à fadiga de um detalhe estrutural	56
4.2.2.	Cálculo por via numérica da vida à fadiga	63
4.2.2.1.	Validação numérica do método de contagem de <i>Rainflow</i>	65
4.2.3.	Análise e discussão de resultados	67
5.	VALIDAÇÃO DAS TÉCNICAS EXPERIMENTAIS	69
5.1.	DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO E PONTE EXTENSOMÉTRICA	69
5.2.	PROGRAMAÇÃO EM LABVIEW	70
5.2.1.	Sistema de aquisição	71
5.2.2.	Sistema de calibração	73
5.2.3.	Sistema de filtragem	73
5.2.4.	Sistema de gravação de dados	74
5.2.5.	Painel frontal	75
5.2.6.	Ligação dos extensómetros	75
5.3.	EXPERIMENTAÇÃO	76
5.3.1.	Ensaio estático	76
5.3.1.1.	Análise Experimental	77
5.3.1.2.	Validação Teórica	81
5.3.2.	Ensaio dinâmico	86
5.3.2.1.	Ensaio de longa duração	89
6.	INSTRUMENTAÇÃO DA ANTEPARA E AQUISIÇÃO DE SINAL	93
6.1.	ESCOLHA DE EXTENSÓMETROS E LOCAL DE INSTALAÇÃO	93
6.2.	PROCEDIMENTO DE INSTALAÇÃO DOS EXTENSÓMETROS	95
6.3.	CONDIÇÕES DE NAVEGAÇÃO E DE RECOLHA DE SINAL	96
6.4.	TRATAMENTO DOS RESULTADOS RECOLHIDOS NO NAVIO	98
7.	CÁLCULO DA VIDA À FADIGA DA ANTEPARA Nº 21	101
7.1.	DEFINIÇÃO DO MATERIAL	101
7.2.	CONSIDERAÇÕES	103
7.3.	PREVISÃO DA VIDA À FADIGA	103
8.	CONCLUSÕES	107
8.1.	TRABALHOS FUTUROS	108
	BIBLIOGRAFIA	110
	ANEXO 1 – SIMULAÇÕES ANTEPARA 21	115
	ANEXO 2 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS LABORATÓRIO	117

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 2.1 - COMPARAÇÃO DAS PRINCIPAIS PROPRIEDADES FÍSICAS DO AÇO COM AS DAS LIGAS DE ALUMÍNIO [5]	5
TABELA 2.2 – PERCENTAGEM DOS ELEMENTOS QUÍMICOS NAS LIGAS DE ALUMÍNIO 5083-H111 E 6082-T6 [8]. 7
TABELA 2.3 - PROPRIEDADES MECÂNICAS DE DUAS LIGAS DE ALUMÍNIO USADAS EM CONSTRUÇÃO NAVAL [10]	... 7
TABELA 2.4 – ACELERAÇÃO VERTICAL SENTIDA EM CADA POSIÇÃO LONGITUDINAL DO NAVIO 16
TABELA 2.5 - DISTRIBUIÇÃO LONGITUDINAL DAS CARGAS DE SERVIÇO AO LONGO DO NAVIO 19
TABELA 4.1- COMPARAÇÃO DA DEFORMAÇÃO E TENSÃO DE <i>VON MISES</i> DEVIDO AO ALAGAMENTO 49
TABELA 4.2 – COMPARAÇÃO DA DEFORMAÇÃO E TENSÃO DE VON-MISES DEVIDO AO CONTRA-ALQUEBRAMENTO	51
TABELA 4.3 - COMPARAÇÃO DA DEFORMAÇÃO E TENSÃO DE VON-MISES DEVIDAS À PRESSÃO DO COMBUSTÍVEL	53
TABELA 4.4 CONTRIBUIÇÃO DE CADA CARGA DE SERVIÇO NA SOBREPOSIÇÃO TOTAL 54
TABELA 4.5 - CARACTERÍSTICAS DO CARREGAMENTO APLICADO (PRESSÃO NOMINAL) 59
TABELA 4.6 - CARACTERÍSTICAS DO CARREGAMENTO SENTIDAS NO ENTALHE 60
TABELA 4.7 - CORRECÇÃO DA GAMA DE TENSÃO DEVIDO À VARIAÇÃO DA TENSÃO MÉDIA 61
TABELA 4.8 - CÁLCULO DA VIDA À FADIGA E DANO ACUMULADO PARA CADA BLOCO DE CARREGAMENTO 62
TABELA 4.9 - CORRECÇÃO DA TENSÃO LIMITE DE FADIGA DEVIDO À TENSÃO MÉDIA E OBTENÇÃO DAS NOVAS CURVAS S-N 62
TABELA 4.10 - CÁLCULO DA VIDA À FADIGA E DANO ACUMULADO PARA CADA BLOCO DE CARREGAMENTO 63
TABELA 4.11 - COMPARAÇÃO DA VIDA À FADIGA UTILIZANDO A VIA ANALÍTICA E NUMÉRICA 65
TABELA 4.12 - COMPARAÇÃO DO DANO ACUMULADO PELA VIA ANALÍTICA E NUMÉRICA (MÉTODO CONTAGEM DE <i>RAINFLOW</i>) 67
TABELA 5.1 RESUMO DO CÁLCULO DA EXTENSÃO SEGUNDO O EIXO X 82
TABELA 5.2 - RESUMO DO CÁLCULO DA EXTENSÃO SEGUNDO O EIXO Y 82
TABELA 5.3 - RESUMO DO CÁLCULO DA EXTENSÃO MEDIDA EM CADA EXTENSÓMETRO 84
TABELA 5.4 - RESUMO DO CÁLCULO DAS TENSÕES E DIRECÇÕES PRINCIPAIS 85
TABELA 5.5 - COMPARAÇÃO ENTRE OS VALORES OBTIDOS ANALITICAMENTE E EXPERIMENTALMENTE 85

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - LANCHAS DE FISCALIZAÇÃO RÁPIDA DA CLASSE <i>CENTAURO</i>	3
FIGURA 2.2 - ALÇADO PRINCIPAL E PLANTA DA LANCHAS DE FISCALIZAÇÃO DA CLASSE “CENTAURUS” [3]	4
FIGURA 2.3 - CURVAS DE TENSÃO-EXTENSÃO REAL DAS DUAS LIGAS DE ALUMÍNIO USADAS PARA CONSTRUÇÃO NAVAL [9]	7
FIGURA 2.4 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DAS ONDAS [12]	9
FIGURA 2.5 - ANÁLISE ESTATÍSTICA DAS CARACTERÍSTICAS DAS ONDAS [12]	9
FIGURA 2.6 - APROXIMAÇÃO DAS CONDIÇÕES DAS ONDAS SEGUNDO AS CONDIÇÕES DO MAR DO NORTE [12]	10
FIGURA 2.7 - VARIAÇÃO DO COEFICIENTE DE ONDA MEDIANTE COMPRIMENTO DO NAVIO E TIPO DE SERVIÇO [14]	11
FIGURA 2.8 – DISTRIBUIÇÃO DO FACTOR RELATIVO À CARGA DO MAR AO LONGO DO COMPRIMENTO DO NAVIO ..	12
FIGURA 2.9 - REPRESENTAÇÃO DA SITUAÇÃO DE ALQUEBRAMENTO (ESQ.) E CONTRA-ALQUEBRAMENTO (DIR.) ..	13
FIGURA 2.10 - COMPARAÇÃO DAS DUAS SITUAÇÕES DE ALQUEBRAMENTO [16]	13
FIGURA 2.11 - FISSURAS DE FADIGA DESCOBERTAS NUM NAVIO DEPOIS DE 5 ANOS DE SERVIÇO [16]	13
FIGURA 2.12 - DISTRIBUIÇÃO DO MOMENTO-FLECTOR AO LONGO DA POSIÇÃO LONGITUDINAL DO NAVIO [17]	14
FIGURA 2.13 - REPRESENTAÇÃO DA CARGA APLICADA AO CASCO DEVIDO À PRESSÃO HIDROSTÁTICA	15
FIGURA 2.14 - VIBRAÇÃO CAUSADA PELOS MOTORES DO NAVIO [15]	17
FIGURA 2.15 - REPRESENTAÇÃO DA TORÇÃO PROVOCADA PELA ENTRADA E SAÍDA DAS ONDAS.....	18
FIGURA 2.16 - ESCOLHA DO LOCAL CRÍTICO DO NAVIO [1]	19
FIGURA 2.17 - APLICAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS [18]	20
FIGURA 2.18 – ALGUNS EXEMPLOS DE TIPOS DE ELEMENTOS UTILIZADOS NO MEF [18]	20
FIGURA 2.19 - CONTRIBUIÇÃO DO NÚMERO DE ELEMENTOS PARA A SOLUÇÃO EXACTA DO PROBLEMA [20]	21
FIGURA 2.20 - A LONGAMENTO DEVIDO À APLICAÇÃO DE UMA FORÇA [23]	22
FIGURA 2.21 - REPRESENTAÇÃO DE UMA PARCELA DE UM FIO METÁLICO DO EXTENSÓMETRO [22].....	23
FIGURA 2.22 - PRINCIPAIS CONSTITUINTES DO EXTENSÓMETRO [25]	24
FIGURA 2.23 - VARIAÇÃO DA EXTENSÃO APARENTE E DO <i>GAGE FACTOR</i> COM A TEMPERATURA [26]	27
FIGURA 2.24 - ESQUEMA DA LIGAÇÃO DOS EXTENSÓMETROS [23].....	27
FIGURA 2.25 - REPRESENTAÇÃO DA LIGAÇÃO EM QUARTO DE PONTE COM EXTENSÓMETRO DE 3 (A) E 2 (B) FIOS [23, 24]	28
FIGURA 2.26 - REPRESENTAÇÃO DA LIGAÇÃO EM MEIA PONTE [23]	29
FIGURA 2.27 - REPRESENTAÇÃO DA LIGAÇÃO EM PONTE COMPLETA [23]	29
FIGURA 2.28 - EXTENSÓMETROS EM ROSETA [27]	29
FIGURA 2.29 - DISTORÇÃO DEVIDO A TENSÕES DE CORTE [27].....	30
FIGURA 2.30 - REPRESENTAÇÃO DA TENSÃO E DIRECÇÃO PRINCIPAL.....	31
FIGURA 2.31 - TIPO DE CARREGAMENTO (A) PULSANTE, (B) ALTERNADO, (C) REPETIDO [18]	32
FIGURA 2.32 - REPRESENTAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DE UM CARREGAMENTO DE AMPLITUDE CONSTANTE [29]	32
FIGURA 2.33- OBTENÇÃO EXPERIMENTAL DA CURVA S-N [30]	33
FIGURA 2.34 - CURVA S-N [29]	34

FIGURA 2. 35 - CORRECÇÃO DAS CURVAS S-N DEVIDO À TENSÃO MÉDIA [31].....	35
FIGURA 2. 36 - CRITÉRIOS QUE PARA CORRECÇÃO DEVIDO TENSÃO MÉDIA [18]	36
FIGURA 2. 37 - RELAÇÃO DO FACTOR DE ACABAMENTO COM A TENSÃO DE ROTURA E PROCESSO DE FABRICO UTILIZADO [28]	37
FIGURA 2. 38 - ESPECTRO DE CARGA REAL [29].....	37
FIGURA 2. 39 - REPRESENTAÇÃO DA APLICAÇÃO DO MÉTODO DE <i>RAINFLOW</i> [33].....	38
FIGURA 2. 40 SEQUÊNCIA NA OBTENÇÃO DA VIDA DA ESTRUTURA [16].....	39
FIGURA 2. 41 - CURVA S-N NA OBTENÇÃO DO DANO [31].....	39
FIGURA 2.1 - LANCHAS DE FISCALIZAÇÃO RÁPIDA DA CLASSE <i>CENTAURO</i>	3
FIGURA 2.2 - ALÇADO PRINCIPAL E PLANTA DA LANCHAS DE FISCALIZAÇÃO DA CLASSE “CENTAURO” [3]	4
FIGURA 2.3 - CURVAS DE TENSÃO-EXTENSÃO REAL DAS DUAS LIGAS DE ALUMÍNIO USADAS PARA CONSTRUÇÃO NAVAL [9]	7
FIGURA 2. 4 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DAS ONDAS [12]	9
FIGURA 2. 5 - ANÁLISE ESTATÍSTICA DAS CARACTERÍSTICAS DAS ONDAS [12]	9
FIGURA 2. 6 - APROXIMAÇÃO DAS CONDIÇÕES DAS ONDAS SEGUNDO AS CONDIÇÕES DO MAR DO NORTE [12]	10
FIGURA 2. 7 - VARIAÇÃO DO COEFICIENTE DE ONDA MEDIANTE COMPRIMENTO DO NAVIO E TIPO DE SERVIÇO [14]	11
FIGURA 2. 8 – DISTRIBUIÇÃO DO FACTOR RELATIVO À CARGA DO MAR AO LONGO DO COMPRIMENTO DO NAVIO ..	12
FIGURA 2. 9 - REPRESENTAÇÃO DA SITUAÇÃO DE ALQUEBRAMENTO (ESQ.) E CONTRA-ALQUEBRAMENTO (DIR.) ..	13
FIGURA 2. 10 - COMPARAÇÃO DAS DUAS SITUAÇÕES DE ALQUEBRAMENTO [16]	13
FIGURA 2. 11 - FISSURAS DE FADIGA DESCOBERTAS NUM NAVIO DEPOIS DE 5 ANOS DE SERVIÇO [16]	13
FIGURA 2. 12 - DISTRIBUIÇÃO DO MOMENTO-FLECTOR AO LONGO DA POSIÇÃO LONGITUDINAL DO NAVIO [17]	14
FIGURA 2. 13 - REPRESENTAÇÃO DA CARGA APLICADA AO CASCO DEVIDO À PRESSÃO HIDROSTÁTICA	15
FIGURA 2. 14 - VIBRAÇÃO CAUSADA PELOS MOTORES DO NAVIO [15]	17
FIGURA 2. 15 - REPRESENTAÇÃO DA TORÇÃO PROVOCADA PELA ENTRADA E SAÍDA DAS ONDAS.....	18
FIGURA 2. 16 - ESCOLHA DO LOCAL CRÍTICO DO NAVIO [1]	19
FIGURA 2. 17 - APLICAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS [18]	20
FIGURA 2. 18 – ALGUNS EXEMPLOS DE TIPOS DE ELEMENTOS UTILIZADOS NO MEF [18]	20
FIGURA 2. 19 - CONTRIBUIÇÃO DO NÚMERO DE ELEMENTOS PARA A SOLUÇÃO EXACTA DO PROBLEMA [20]	21
FIGURA 2. 20 - AUMENTO DEVIDO À APLICAÇÃO DE UMA FORÇA [23]	22
FIGURA 2. 21 - REPRESENTAÇÃO DE UMA PARCELA DE UM FIO METÁLICO DO EXTENSÓMETRO [22].....	23
FIGURA 2. 22 - PRINCIPAIS CONSTITUINTES DO EXTENSÓMETRO [25]	24
FIGURA 2. 23 - VARIAÇÃO DA EXTENSÃO APARENTE E DO <i>GAGE FACTOR</i> COM A TEMPERATURA [26]	27
FIGURA 2. 24 - ESQUEMA DA LIGAÇÃO DOS EXTENSÓMETROS [23].....	27
FIGURA 2. 25 - REPRESENTAÇÃO DA LIGAÇÃO EM QUARTO DE PONTE COM EXTENSÓMETRO DE 3 (A) E 2 (B) FIOS [23, 24]	28
FIGURA 2. 26 - REPRESENTAÇÃO DA LIGAÇÃO EM MEIA PONTE [23]	29
FIGURA 2. 27 - REPRESENTAÇÃO DA LIGAÇÃO EM PONTE COMPLETA [23]	29
FIGURA 2. 28 - EXTENSÓMETROS EM ROSETA [27].....	29
FIGURA 2. 29 - DISTORÇÃO DEVIDO A TENSÕES DE CORTE [27].....	30
FIGURA 2. 30 - REPRESENTAÇÃO DA TENSÃO E DIRECÇÃO PRINCIPAL.....	31
FIGURA 2. 31 - TIPO DE CARREGAMENTO (A) PULSANTE, (B) ALTERNADO, (C) REPETIDO [18].....	32
FIGURA 2. 32 - REPRESENTAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DE UM CARREGAMENTO DE AMPLITUDE CONSTANTE [29]	32
FIGURA 2. 33- OBTENÇÃO EXPERIMENTAL DA CURVA S-N [30].....	33
FIGURA 2. 34 - CURVA S-N [29]	34
FIGURA 2. 35 - CORRECÇÃO DAS CURVAS S-N DEVIDO À TENSÃO MÉDIA [31].....	35
FIGURA 2. 36 - CRITÉRIOS QUE PARA CORRECÇÃO DEVIDO TENSÃO MÉDIA [18]	36
FIGURA 2. 37 - RELAÇÃO DO FACTOR DE ACABAMENTO COM A TENSÃO DE ROTURA E PROCESSO DE FABRICO UTILIZADO [28]	37
FIGURA 2. 38 - ESPECTRO DE CARGA REAL [29].....	37
FIGURA 2. 39 - REPRESENTAÇÃO DA APLICAÇÃO DO MÉTODO DE <i>RAINFLOW</i> [33].....	38
FIGURA 2. 40 SEQUÊNCIA NA OBTENÇÃO DA VIDA DA ESTRUTURA [16].....	39
FIGURA 2. 41 - CURVA S-N NA OBTENÇÃO DO DANO [31].....	39
FIGURA 3. 1- CORTE DA ANTEPARA Nº21 [1]	41
FIGURA 3. 2- VISTA DE VANTE (ESQ.) E VISTA DE RÉ (DIR.) DA ANTEPARA Nº21	42
FIGURA 3. 3 – ACESSO AO CONVÉS	42

FIGURA 3. 4 – PORMENOR DA ZONA INFERIOR DA ANTEPARA.....	43
FIGURA 3. 5 – ESQUADRO	43
FIGURA 4. 1- ELEMENTO SHELL 181	46
FIGURA 4. 2- APLICAÇÃO DO MEF NA ANTEPARA Nº21. VISTA DA MALHA DE ELEMENTOS FINITOS GERADA NO ANSYS (A) E NO WORKBENCH (B), RESPECTIVAMENTE	46
FIGURA 4. 3 - DESCONTINUIDADES NA MALHA	47
FIGURA 4. 4 CONDIÇÃO DE FRONTEIRA DA ANTEPARA Nº21	47
FIGURA 4. 5 - INDICAÇÃO DOS PONTOS COM MAIORES ESFORÇOS INDUZIDOS PELAS CARGAS DE SERVIÇO.....	48
FIGURA 4. 6 - DISTRIBUIÇÃO DE DESLOCAMENTOS (M) NA ANTEPARA Nº 21 DEVIDO À CONDIÇÃO HIPOTÉTICA DE ALAGAMENTO. DESLOCAMENTOS OBTIDOS ATRAVÉS DO ANSYS (ESQ.) E DO WORKBENCH (DIR.), RESPECTIVAMENTE.....	49
FIGURA 4. 7- DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE <i>VON MISES</i> (PA) NA ANTEPARA Nº 21 DEVIDO À CONDIÇÃO HIPOTÉTICA DE ALAGAMENTO. TENSÕES OBTIDAS ATRAVÉS DO ANSYS (ESQ.) E DO WORKBENCH (DIR.), RESPECTIVAMENTE.....	49
FIGURA 4. 8 DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO NORMAL DEVIDO À FLEXÃO PROVOCADA PELO CONTRA-ALQUEBRAMENTO NA ANTEPARA Nº 21	50
FIGURA 4. 9- DISTRIBUIÇÃO DE DESLOCAMENTOS (M) NA ANTEPARA Nº 21, DEVIDO AO CONTRA- ALQUEBRAMENTO, OBTIDA ATRAVÉS DO ANSYS (ESQ.) E DO WORKBENCH (DIR.), RESPECTIVAMENTE.	51
FIGURA 4. 10- DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE <i>VON MISES</i> (PA) NA ANTEPARA Nº 21 DEVIDO AO CONTRA- ALQUEBRAMENTO, OBTIDA ATRAVÉS DO ANSYS (ESQ.) E DO WORKBENCH (DIR.), RESPECTIVAMENTE.....	51
FIGURA 4. 11 - DISTRIBUIÇÃO DA PRESSÃO DO COMBUSTÍVEL NA ANTEPARA Nº 21	52
FIGURA 4. 12 – DISTRIBUIÇÃO DE DESLOCAMENTOS (M) NA ANTEPARA Nº 21 DEVIDO À PRESSÃO DO COMBUSTÍVEL, OBTIDOS ATRAVÉS DO ANSYS (ESQ.) E DO WORKBENCH (DIR.), RESPECTIVAMENTE	52
FIGURA 4. 13 DISTRIBUIÇÃO DA TENSÃO DE <i>VON MISES</i> (PA) NA ANTEPARA Nº 21 DEVIDO À PRESSÃO DO COMBUSTÍVEL OBTIDOS ATRAVÉS DO ANSYS (ESQ.) E DO WORKBENCH (DIR.), RESPECTIVAMENTE	53
FIGURA 4. 14 – INDICAÇÃO DAS ESPESURAS DAS CHAPAS DOS REFORÇOS E DO COSTADO DIFERENTES DE 4MM... ..	54
FIGURA 4. 15 - DISTRIBUIÇÃO DO DESLOCAMENTO (M), À ESQUERDA, E DA TENSÃO DE <i>VON MISES</i> (PA), À DIREITA, NA ANTEPARA Nº 21, APÓS SOBREPOSIÇÃO DE TODAS AS CARGAS DE SERVIÇO	54
FIGURA 4. 16 - DIMENSÕES GEOMÉTRICAS DO DETALHE ESTRUTURAL. DIMENSÕES EM [MM].	56
FIGURA 4. 17 - CURVA S-N DO ALUMÍNIO PARA R = -1	57
FIGURA 4. 18 - APLICAÇÃO DO COEFICIENTE DE REDUÇÃO À FADIGA À CURVA S-N DO ALUMÍNIO.....	58
FIGURA 4. 19 - CARREGAMENTO APLICADO (P) NO DETALHE ESTRUTURAL	59
FIGURA 4. 20 – REPRESENTAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES APLICANDO UMA TENSÃO NOMINAL $P = 80\text{MPa}$	60
FIGURA 4. 21 - CALCULO DA VIDA À FADIGA POR DUAS VIAS DE CÁLCULO.....	61
FIGURA 4. 22 - CALCULO DA VIDA À FADIGA E DANO ACUMULADO NO WORKBENCH.....	64
FIGURA 4. 23 - MATRIZ DE RAINFLOW DE TODO O CARREGAMENTO.....	66
FIGURA 4. 24 - MATRIZ DE RAINFLOW DO ENSAIO DO LABORATÓRIO	91
FIGURA 5. 1 - CONSTITUINTES NECESSÁRIOS PARA AQUISIÇÃO EM TEMPO REAL [34]	69
FIGURA 5. 2 - PONTE EXTENSOMÉTRICA NI SCXI 1314.....	70
FIGURA 5. 3 - FASES DE CONSTRUÇÃO DA ROTINA EM LABVIEW	71
FIGURA 5. 4 - TEOREMA DE NYQUIST [36]	72
FIGURA 5. 5 - SISTEMA DE AQUISIÇÃO NO LABVIEW.....	72
FIGURA 5. 6 - SISTEMA DE CALIBRAÇÃO LIGADO (ESQ.) E DESLIGADO (DIR.)	73
FIGURA 5. 7 - EXEMPLO DO FPB (ESQ.) E A RESPECTIVA INFLUÊNCIA DA ORDEM NO SINAL (DIR.) [37]	74
FIGURA 5. 8 – SISTEMA DE FILTRAGEM LIGADO (ESQ.) E DESLIGADO (DIR.)	74
FIGURA 5. 9 - SISTEMA DE GRAVAÇÃO LIGADO (ESQ.) E DESLIGADO (DIR.).....	75
FIGURA 5. 10 - PAINEL FRONTAL.....	75
FIGURA 5. 11 - LIGAÇÃO DOS EXTENSÓMETROS NA PONTE EXTENSOMÉTRICA.....	76

FIGURA 5. 12 - MONTAGEM EXPERIMENTAL ESTÁTICA	77
FIGURA 5. 13 - EXTENSÃO RESIDUAL DOS EXTENSÓMETROS	77
FIGURA 5. 14 - EXTENSÃO COM INTERFERÊNCIA DO RUÍDO ELÉCTRICO	78
FIGURA 5. 15 - FFT SEM APLICAÇÃO DE QUALQUER FORÇA	78
FIGURA 5. 16 - EXTENSÃO FILTRADA COM UM FPB COM UM FILTRO DE CORTE DE 8Hz E ORDEM 5 DO FILTRO	79
FIGURA 5. 17 - MEDIÇÃO DOS 3 EXTENSÓMETROS NAS 3 POSIÇÕES DIFERENTES DE APLICAÇÃO DA FORÇA	80
FIGURA 5. 18 - SECÇÃO TRANSVERSAL DA BARRA DE ALUMÍNIO	81
FIGURA 5. 19 - TORÇÃO APLICADA À DA VIGA DE ALUMÍNIO	83
FIGURA 5. 20 - MONTAGEM EXPERIMENTAL DINÂMICA	87
FIGURA 5. 21 - MEDIÇÃO DOS 3 EXTENSÓMETROS NAS 3 POSIÇÕES DIFERENTES DE APLICAÇÃO DA FORÇA	88
FIGURA 5. 22 – FILTRAGEM DO SINAL NO <i>MATLAB</i>	90
FIGURA 5. 23 - COMPARAÇÃO DO FILTRO REALIZADO EM LABVIEW (VERDE) E MATLAB (AZUL).....	90
FIGURA 6. 1 – CÓDIGO DO EXTENSÓMETRO	93
FIGURA 6. 3 – COLOCAÇÃO DOS EXTENSÓMETROS NAS LANCHAS.....	95
FIGURA 6. 4 - LIGAÇÃO DOS EXTENSÓMETROS NA PONTE EXTENSOMETRICA NOS ENSAIOS NA LANCHA	96
FIGURA 6. 5 – EMBARQUE NO NAVIO	96
FIGURA 6. 6 - ALTURA SIGNIFICATIVA E DIRECÇÃO DAS ONDAS [40]	97
FIGURA 6. 7 - PERÍODO DAS ONDAS [40]	97
FIGURA 6. 8 - TEMPERATURA À SUPERFÍCIE DA ÁGUA DO MAR [40]	98
FIGURA 6. 9 - FFT COM A LANCHA PARADA COM MOTORES EM FUNCIONAMENTO	98
FIGURA 6. 10 - ESPECTRO DE EXTENSÃO DE UMA HORA MEDIDO NA LANCH E RESPECTIVA APLICAÇÃO DO FILTRO	99
FIGURA 6. 11 - APLICAÇÃO DO FILTRO DE 35 Hz NUMA AMOSTRA DE UM SEGUNDO.....	99
FIGURA 6. 12 - TENSÕES E DIRECÇÕES PRINCIPAIS	100
FIGURA 7. 1 – ASSOCIAÇÃO DOS DETALHES DO IIW AO VERIFICADO NA LANCHA <i>SAGITÁRIO</i> (ESQ.) E <i>CENTAURO</i> (DIR.) [30]	102
FIGURA 7. 2 - CURVAS S-N DOS DETALHES ESCOLHIDOS [30].....	102
FIGURA 7. 3 - ESPECTRO DE TENSÃO DE UMA HORA DO EXTENSÓMETRO 1	104
FIGURA 7. 4 - MATRIZ DE <i>RAINFLOW</i> DO CARREGAMENTO NA LANCH	104
FIGURA 7. 5 - DETERMINAÇÃO DA VIDA À FADIGA DA ANTEPARA 21	105

SIMBOLOGIA E ABREVIATURAS

σ, τ	Tensão (Pa)		
T	Altura da linha de água (m)		
Δ	Deslocamento (toneladas)		
L	Comprimento (m)		
B	Boca máxima (m)		
B_{WL}	Boca máxima na linha de água (m)	DNV	<i>Det Norske Veritas</i>
C_B	Coefficiente de Bloco	AP	<i>Aft Perpendicular</i>
M	Momento (N.m)	FP	<i>Fore Perpendicular</i>
P	Pressão (Pa)	IIW	<i>International Institute of Welding</i>
a_v, g	Aceleração (m/s ²)	ZTA	Zona Térmicamente Afectada
ρ	Massa Volúmica (kg/m ³)	TIG	<i>Tungsten Inert Gas</i>
h	Altura (m)	MEF	Método dos Elementos Finitos
ε	Extensão (m)	GF	<i>Gage Factor</i>
A, S	Área (m ²)	SCXI	<i>Signal conditioning extensions for instrumentation</i>
ρ	Resistividade	VI	<i>Virtual Instrument</i>
R	Resistência (Ω)	FPB	Filtro Passa Baixo
$\alpha, \beta, \theta, \varphi$	Ângulo (°)		
E	Módulo de <i>Young</i> (Pa)		
G	Módulo de Distorção (Pa)		
γ	Distorção (m)		
ν	Coefficiente de <i>Poisson</i>		
a, b	Dimensão de aresta (m)		
C_1	Constante		
n, N	Número de ciclos		
I	Segundo momento de área (m ⁴)		
f	Frequência (Hz)		
x, y, z	Coordenadas cartesianas		
D	Dano		

1. INTRODUÇÃO

1.1. Objectivos e metodologia

Este trabalho tem como principal objectivo a determinação da resposta estrutural da secção-mestra das lanchas de fiscalização rápida da classe *Centauro*, construídas em duas ligas de alumínio de aplicação naval, quando solicitadas por cargas de serviço. A análise das deformações e das tensões induzidas na estrutura será efectuada quer pela via numérica, aplicando-se o Método dos Elementos Finitos, através do programa *Ansys®*, quer pela via experimental, utilizando técnicas de extensometria para obter a deformação da estrutura quando sujeita às condições de mar verificadas.

Para a recolha e tratamento dos dados experimentais, será utilizado um programa de aquisição de dados, desenvolvido pelo autor a partir de uma linguagem de programação por objecto (*Labview*), que será validado em laboratório através de ensaios estáticos e dinâmicos. Depois de recolhidos os dados experimentais na Unidade Naval, será realizada uma avaliação da vida à fadiga da estrutura sob estudo, através do programa *Ansys Workbench®*.

1.2. Estrutura da dissertação

A dissertação apresentada está dividida em oito capítulos. O primeiro é o presente capítulo, onde, além deste ponto, existe ainda uma descrição da metodologia adoptada e a enumeração dos objectivos da dissertação.

No segundo capítulo é feito um enquadramento teórico de todas as matérias abordadas ao longo da dissertação, a descrição da lancha em estudo, as particularidades do material de construção e ainda os carregamentos nela aplicados, calculados seguindo as regras da sociedade classificadora DNV (*Det Norske Veritas*). Apresentam-se também os conceitos e as técnicas de extensometria importantes para a aquisição de sinal extensométrico na lancha, bem como as noções da aplicação do método de elementos finitos. São ainda apresentados os conceitos teóricos acerca da fadiga dos materiais.

No terceiro capítulo inicia-se a componente prática desta dissertação, realizando a modelação do detalhe construtivo da lancha bem como uma análise aos detalhes estruturais da mesma, importante para a percepção da sua resposta estrutural.

O quarto capítulo trata da validação dos *softwares* de simulação numérica utilizados na dissertação, como o *Ansys* e *Workbench*, comparando-se num primeiro ponto a resposta estrutural de uma secção da unidade naval obtida por análise no *Ansys* e *Workbench* e, num segundo ponto, faz-se a comparação de resultados analíticos de vida à fadiga de um detalhe estrutural com os resultados numéricos obtidos no *Workbench*.

No quinto capítulo é efectuada uma validação das técnicas experimentais, onde é validado o programa desenvolvido em *Labview* e as técnicas utilizadas na aquisição de dados, tendo sido realizados diversos ensaios estáticos e dinâmicos, cujos resultados foram comparados com os obtidos por via analítica.

No sexto capítulo é descrita a realização da recolha de sinal extensométrico na lancha, descrevendo o local de colocação dos extensómetros, bem como os passos tomados para a sua colocação. Descrevem-se ainda as condições em que foi recolhido o sinal extensométrico, principalmente ao nível da navegação e é apresentado o espectro de extensão recolhido.

No sétimo capítulo é determinada a vida à fadiga do detalhe construtivo da lancha, utilizando o *software Workbench* e seguindo as normas da IIW (*International Institute of Welding*).

No oitavo e último capítulo apresentam-se as conclusões gerais retiradas deste trabalho, além de um conjunto de sugestões para trabalhos futuros.

2. ENQUADRAMENTO TEÓRICO

O presente capítulo tem como objectivo introduzir o conhecimento teórico necessário para o desenvolvimento do trabalho, surgindo como um prefácio do discutido nos capítulos seguintes.

2.1. Lanchas de fiscalização rápida da Classe “Centaurus”

A esquadra da Marinha Portuguesa é composta por diversos tipos de navios, dependendo do tipo de missão que seja necessário realizar. A Unidade Naval em estudo (Figura 2.1) é uma das lanchas da classe *Centaurus*. Esta classe é constituída por 4 lanchas: *Centaurus*, *Orion*, *Sagitário* e *Pégaso*, que foram projectadas pelos Estaleiros do Arsenal do Alfeite, e construídas em conjunto com os Estaleiros Navais do Mondego, para ter uma vida útil de mais de 30 anos.

Esta classe de navios tem como objectivo a patrulha da costa portuguesa, procedendo ainda à fiscalização de pescas e à luta contra o narcotráfico de norte a sul do país. O estudo apresentado na presente dissertação incidirá sobre uma destas lanchas



Figura 2.1 - Lancha de fiscalização rápida da Classe *Centaurus*

A propulsão da embarcação é feita com 2 motores diesel CUMMINS KTA 50 M2 – 3600 cv, usa dois hélices para a propulsão e tem a capacidade de atingir a velocidade máxima de 26 nós em condições de mar de força 3 da escala de *Douglas*, correspondendo ao estado 4 da escala de vento *Beaufort* (ver classificação na secção 2.2.1).

A lancha tem uma autonomia de 1350 milhas (marítimas) a uma velocidade de navegação de 15 nós, admitindo que os tanques de combustível se encontram completamente cheios (capacidade máxima de 23 m³ de gasóleo) [1, 2].

A embarcação, construída em duas ligas de alumínio para aplicação naval, tem a capacidade de deslocar até 94 toneladas, apresentando-se as suas dimensões principais na Figura 2.2.

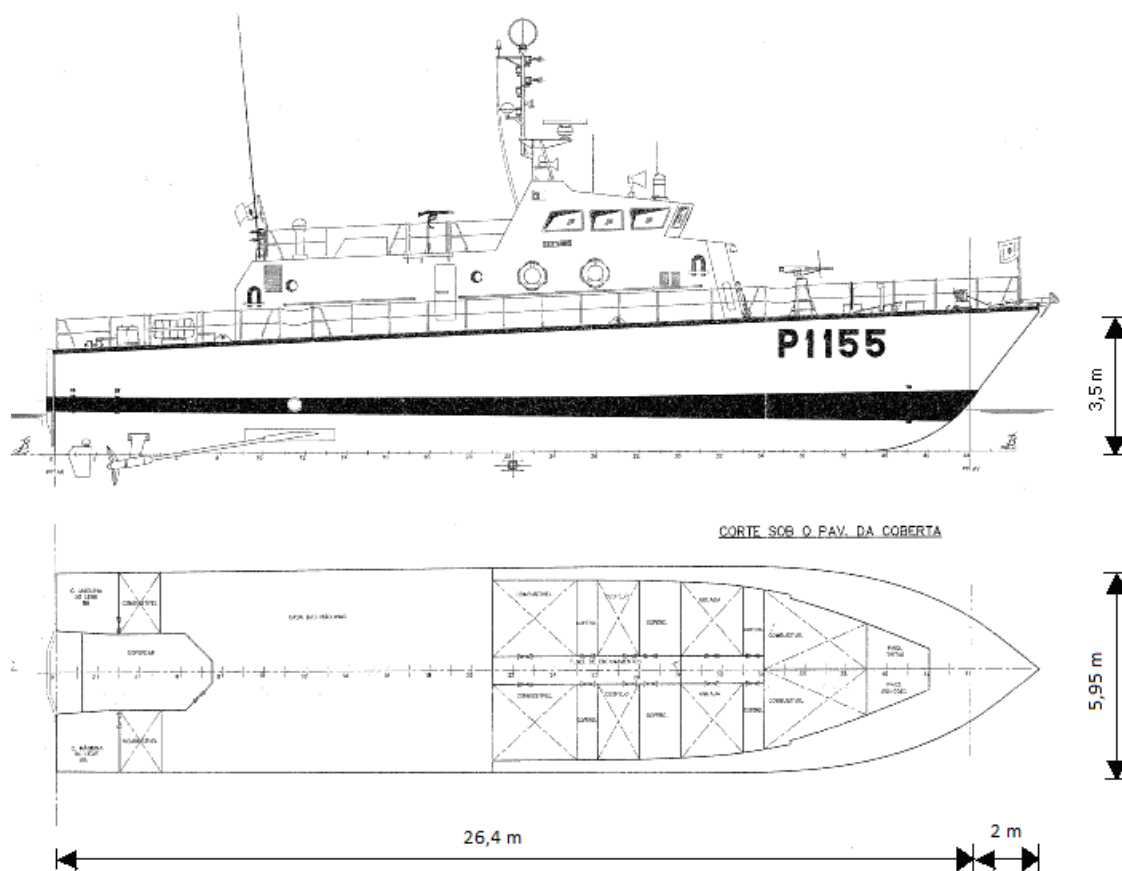


Figura 2.2 - Alçado Principal e Planta da lancha de fiscalização da Classe “Centauro” [3]

O navio tem uma boca máxima de 5,95 metros, um pontal de construção de 3,5 metros e um comprimento entre perpendiculares de 26,4 metros.

2.1.1. Materiais utilizados no fabrico das Lanchas

A utilização de ligas de alumínio na construção naval registou um grande acréscimo depois da Segunda Guerra Mundial, quando o desenvolvimento dos processos de soldadura do alumínio permitiu que este fosse uma real alternativa à utilização do aço. A elevada disponibilidade de um material industrializável, em conjunto com a necessidade de se alcançarem velocidades maiores, fez das ligas de alumínio uma das melhores escolhas como material estrutural para vários tipos de navios e seus componentes [4]. A comparação das principais propriedades do alumínio relativamente ao aço é evidenciada na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Comparação das principais propriedades físicas do aço com as das ligas de alumínio [5]

Propriedades físicas	Ligas de alumínio	Aço	Comparação
Massa volúmica [kg/m ³]	2700	7850	Estruturas leves, construídas em ligas de alumínio, levam à redução da potência instalada e ao menor consumo de combustível.
Módulo de Young [GPa]	70	205	A rigidez das ligas de alumínio é aproximadamente um terço da rigidez do aço.
Condutividade térmica [W/m °K]	235	79	Porque dissipa muito mais rapidamente o calor, os processos de soldadura por fonte de calor são menos eficientes no alumínio.
Temperatura de fusão [°C]	550-650	≈ 1500	A resistência ao fogo é pior no alumínio.
Temperatura de fusão de óxidos [°C]	2060 (Al ₂ O ₃)	800-900 (Fe _x O _x)	A elevada temperatura de fusão da alumina (Al ₂ O ₃) traz inconvenientes à qualidade da soldadura e dificulta a sua execução.
Permeabilidade magnética relativa	<1 (amagnética)	80-160 (ferromagnética)	O Alumínio é amagnético, não afectando os componentes electrónicos do navio.
Resistividade eléctrica [ohm.cm]	2,65x10 ⁻⁶	10x10 ⁻⁶	Devido à baixa resistividade eléctrica, a soldadura por resistência é mais difícil em ligas de alumínio.

Conforme já referido, o uso de ligas de alumínio em navios, mereceu uma especial atenção a partir da Segunda Guerra Mundial. Muitos navios militares foram projectados e construídos com ligas de alumínio, o que conduziu a uma redução notável de peso das embarcações construídas, mesmo tendo em conta a maior quantidade de isolamento necessário para efeitos de protecção contra incêndios e a maior dificuldade na reparação das chapas de alumínio no navio relativamente ao aço, uma vez que obriga a procedimentos minuciosos. [4]. Actualmente, várias ligas de alumínio são capazes de assegurar uma boa resistência à corrosão e possuem propriedades mecânicas de valor médio/alto, mesmo na zona termicamente afectada (ZTA), dando às ligas de alumínio a possibilidade de serem o material de referência para muitas aplicações marítimas [5].

O alumínio possui uma série de características importantes, tais como [6]:

- Leveza;
- Boa resistência à corrosão;
- Boa soldabilidade, corte e enformação plástica;
- Sem toxicidade;
- Amagnético;

- Não é auto-inflamável;
- Bom condutor eléctrico (possui baixa resistividade eléctrica);
- Altamente reflexivo;

As ligas de alumínio, conferem uma relação resistência / peso (resistência específica) significativamente elevada, permitindo [5]:

- Uma maior velocidade ao navio;
- Um menor consumo de combustível;
- O aumento da capacidade de carga do navio.

Quanto ao preço de aquisição, as ligas de alumínio têm um preço mais elevado (€/kg) que o aço mas, como são mais leves, não é necessária uma potência tão elevada dos motores, o que leva, entre outros, a menores gastos de combustível, reduzindo o custo operacional do navio. Paralelamente, o custo associado à reciclagem das ligas de alumínio é muito inferior ao do aço, reduzindo-se o custo do ciclo de vida do material. Ainda assim, o preço das ligas de alumínio tem diminuído ao longo dos anos, o que o torna num material ainda mais procurado para a construção naval [4].

Na construção naval, as ligas de alumínio são bastante importantes, pois é com elas (e não com o alumínio puro) que se atingem os requisitos normalmente especificados no livro de encargos para a construção de um navio. Para cumprir esses requisitos, são utilizadas diferentes ligas de alumínio. Estas, dependendo do seu grau de pureza e do tratamento térmico / mecânico aplicado, terão uma resistência mecânica diversa. Por exemplo, o alumínio puro (99,996% de alumínio) tem uma resistência à tracção de aproximadamente 49 MPa, podendo aumentar para 700 MPa quando aplicado um tratamento térmico específico [7].

As ligas de alumínio geralmente utilizadas na construção naval são as ligas das séries 5000 e da série 6000, sendo utilizadas, na lancha em estudo, as ligas 5083-H111 e 6082-T6 [7].

Cada liga é composta por diferentes elementos de adição, em percentagens diferentes (ex: silício, cobre, magnésio, manganês e zinco), o que conduz a diferentes propriedades mecânicas dos diferentes materiais desenvolvidos. Uma vez, que cada elemento químico confere propriedades diferentes à liga, é importante saber a percentagem de cada elemento que a define [7].

As ligas da série 5000 são ligas tratáveis mecanicamente onde o magnésio é o elemento principal, sendo um dos elementos mais activos no endurecimento do alumínio, levando o material a obter características de resistência moderada/elevada. As ligas da série 6000 são ligas tratáveis termicamente, maioritariamente constituídas por magnésio e silício, garantindo boas características de ductilidade, facilidade na soldadura e boa resistência à corrosão.

Na Tabela 2.2, são indicadas as percentagens dos elementos químicos presentes em cada liga de alumínio utilizadas na construção da lancha de fiscalização.

Tabela 2.2 – Percentagem dos elementos químicos nas ligas de alumínio 5083-H111 e 6082-T6 [8].

Elemento Químico	Liga 5083-H111	Liga 6082-T6
Alumínio [%]	92.4 - 95.6	95.2 – 98.3
Crómio [%]	0.050 - 0.25	≤ 0.25
Magnésio [%]	4.0 - 4.90	0.60 - 1.20
Manganês [%]	0.40 - 1.0	0.40 - 1.0
Silício [%]	≤ 0.40	0.70 - 1.30

Estas ligas garantem uma resistência mecânica conforme as suas curvas de tensão - extensão da Figura 2.3, obtidas em ensaios de tracção.

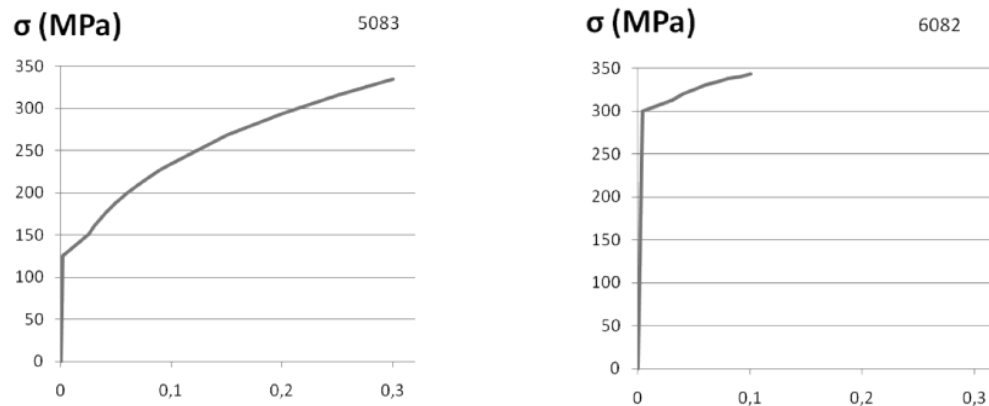


Figura 2.3 - Curvas de Tensão-Extensão real das duas ligas de alumínio usadas para construção naval [9]

Pode ainda ser visto na Tabela 2. 3, as mesmas características dos materiais segundo o Eurocódigo 9 [10]. Verifica-se que existe uma perda das propriedades mecânicas da liga 6082 na ZTA.

Durante o presente trabalho, as propriedades das ligas de alumínio utilizadas são as obtidas em testes de tracção no Arsenal do Alfeite (Figura 2.3), servindo as propriedades apresentadas em [10], apenas para comparação.

Tabela 2. 3 - Propriedades mecânicas de duas ligas de alumínio usadas em construção naval [10]

Liga	Tratamento	Espessura (mm)	Chapa (MPa)		ZTA (MPa)	
			σ_C	σ_R	σ_C	σ_R
5083	O/H11	≤ 50	125	275	125	275
6082	T6	≤ 6	260	310	125	185

Na ZTA existe uma diminuição das propriedades mecânicas da liga 6082, após a execução da soldadura uma vez que a liga é tratável termicamente. Este é um problema a ter em conta, uma vez que as propriedades mecânicas são alteradas, tornando-se o material menos resistente nesse local. De salientar que a redução de resistência na ZTA tem também um efeito negativo sobre a resistência à

fadiga nas ligas de alumínio [5]. No caso do aço não existe perda de resistência na ZTA [4], sendo a sua resistência à fadiga três vezes superior à do alumínio [5].

Uma vez que as juntas soldadas em chapas de alumínio têm uma menor vida à fadiga, são citadas algumas medidas para melhorar a sua resistência [11]:

- Refusão TIG, onde é feita uma passagem com este processo de soldadura, com o intuito de reduzir a concentração de tensões e de remover eventuais defeitos de soldadura;
- Redução da concentração de tensões, através da modificação do projecto da ligação soldada ou pela melhoria do acabamento da mesma;
- Introdução de tensões residuais compressivas, podendo ser obtidas através de martelagem superficial com um equipamento pneumático ou grenalhagem; Podem-se ainda utilizar técnicas como a sobrecarga, onde a região soldada é submetida a cargas superiores à tensão de cedência, plastificando localmente o material;
- Revestimento, como a pintura epoxy, onde o princípio é excluir a interacção com o meio ambiente, evitando o efeito negativo da corrosão sobre a vida à fadiga.

2.2. Carregamentos

Os carregamentos a que as Unidades Navais estão sujeitas devem-se maioritariamente quando o navio se encontra em navegação, podendo ainda sofrer carregamentos quando este se encontra parado. Esses carregamentos, quando se encontra em navegação, serão doravante chamados de cargas de serviço, os quais, juntamente com situações hipotéticas de carregamento (de muito baixa probabilidade de ocorrência), serão abordados nas secções seguintes.

2.2.1. Navegação

A noção das características da navegação das Unidades Navais é importante para o presente trabalho, uma vez que é nela que ocorrem as situações mais perigosas a nível estrutural e onde o factor da imprevisibilidade é uma constante. É desta forma necessária a caracterização das ondas que levam a esses carregamentos.

A constituição das ondas do oceano é geralmente distinguida por dois estados: ondas de mar e ondas de vento [12]. Regra geral, as ondas de mar têm uma baixa frequência, inferior às ondas de vento. As ondas de mar são ainda de menor comprimento e altura que as ondas de vento. Como as ondas de vento têm a sua origem no vento, não são constantes, variando sazonalmente e regionalmente. As ondas de vento, em geral, têm crista curta e muito irregular. Ainda assim, podem ser vistas como uma sobreposição simples de componentes regulares de onda sinusoidal, cada uma com os seus próprios comprimentos, amplitudes, frequências e direcções de propagação. Na Figura 2.

4, estão representadas as características da onda em termos de período de onda (T), comprimento de onda (λ) e amplitude da onda (ζ_a) [12].

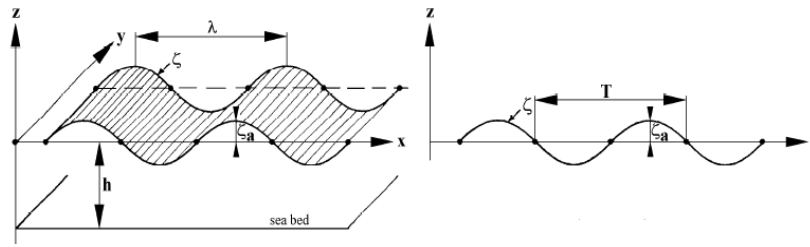


Figura 2. 4 - Características principais das ondas [12]

Visto que as ondas, no seu conjunto, podem ser descritas como irregulares, como é representado na Figura 2. 5, é realizada uma análise estatística de todas as ondas, de forma a caracterizar, entre outros parâmetros, o tipo de onda a que o navio mais vezes é sujeito, facilitando assim o cálculo dos esforços nas Unidades Navais e o dimensionamento das suas estruturas.

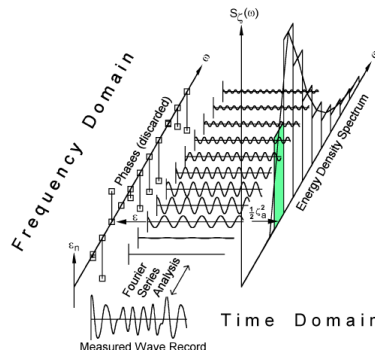


Figura 2. 5 - Análise estatística das características das ondas [12]

Esta análise estatística agrupa as frequências e as alturas de onda levando à criação de classificações de estado do mar. A classificação do estado do mar pode, por exemplo, seguir a classificação *Beaufort*, que permite a fácil obtenção das características da onda através da Figura 2. 6. Nesta classificação (Figura 2. 6) é admitido que, para determinadas condições de mar, existe uma altura e um período de onda que mais vezes ocorrem [12]. A altura significativa de onda corresponde à média de 1/3 das ondas mais altas no estado de mar considerado; Na figura 2.5, T_1 é o período considerado a partir do centróide da onda e o T_2 o período medido a partir da linha de água. A classificação *Beaufort* pode ainda ser associada às condições reais de mar (Figura 2. 6).

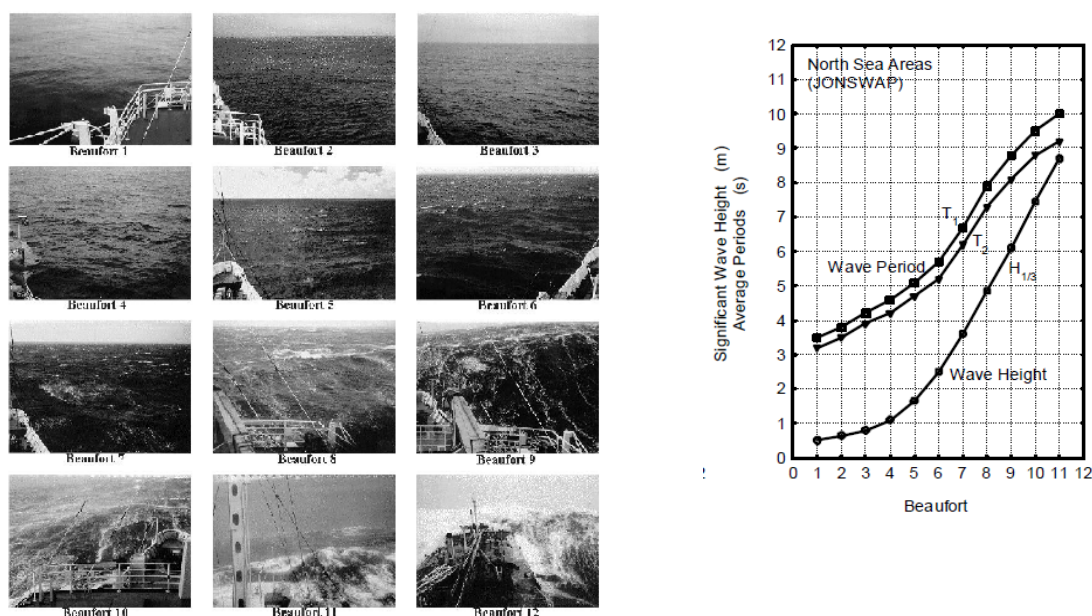


Figura 2. 6 - Aproximação das condições das ondas segundo as condições do Mar do Norte [12]

No caso em estudo, será necessário obter as condições de mar ao serem recolhidos os dados extensométricos, de forma a associar estes resultados com a navegação, e consequentes carregamentos aplicados ao navio.

Para, de maneira simplificada, se associar a pressão a que os elementos estruturais do navio estão sujeitos com a navegação, são usadas regras de cálculo de Sociedades Classificadoras. Algumas dessas sociedades poderão ser a *Lloyd's Register of Shipping* ou ainda a *Det Norske Veritas* (DNV). Estas regras permitem o cálculo, a partir de factores de serviço de condições do mar, das características do navio e das cargas críticas de funcionamento.

Algumas das cargas a considerar são [13]:

- Pressão no casco devido às ondas;
- Variações de pressão aplicadas nas paredes dos tanques, devido à aceleração da embarcação;
- Tensões induzidas devido ao movimento da embarcação (alquebramento e contra-alquebramento longitudinal e transversal e ainda a torção);
- Pressão devido ao *slamming*;
- Cargas devidas à vibração de máquinas;
- Pressão devido à propulsão.

Poderão haver outros esforços aplicados, como por exemplo, a situação de alagamento de um compartimento que provoca grandes esforços nas estruturas, mas esta é considerada uma situação hipotética, não sendo considerada como carga de serviço, pois não é uma situação habitual.

2.2.2. Cargas de serviço

As cargas de serviço de um navio são aquelas a que o navio está constantemente a ser sujeito durante a navegação. Optou-se pelo estudo dos seguintes carregamentos: pressão no casco devido às ondas, pressão exercida pela aceleração de líquidos nos tanques, vibração dos motores, esforços devido à torção, ao alquebramento e contra-alquebramento longitudinal. Esta última é considerada uma carga crítica, pelo que a sua análise, por si só, já se sobreporia às restantes, uma vez que é a carga de serviço que provoca as tensões máximas no navio. No entanto, considerou-se que seria interessante a análise de outras cargas, para além da referida.

No presente estudo, serão utilizadas em primeiro plano as regras da Sociedade Classificadora DNV. Antes de efectuar qualquer cálculo, é necessário fazer algumas considerações intrínsecas às cargas de serviço, sendo elas parâmetros referentes às condições de mar ou à geometria das lanchas.

O comprimento (L) do navio considerado é de 26,4 metros, correspondente à distância entre AP (*aft perpendicular*) e FP (*fore perpendicular*), que correspondem às linhas perpendiculares visíveis na Figura 2.2. Outra característica importante é o coeficiente de onda (C_w), que é obtido pela relação da classe de serviço do navio, que neste caso é de patrulha costeira (R3), com o comprimento do navio [14]. Pelo facto de se considerar que a lancha faz patrulha costeira, fica implícita a relação com altura de onda, visto que pela Sociedade Classificadora DNV não existe correlação directa entre altura de onda e carga aplicada, usando ao invés da altura, o coeficiente de onda. Este coeficiente é então 1,9 como pode ser retirado da Figura 2. 7.

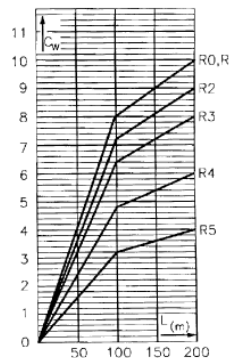


Figura 2. 7 - Variação do coeficiente de onda mediante comprimento do navio e tipo de serviço [14]

Outros parâmetros importantes, são os seguintes:

- Altura submersa quando totalmente carregado em mar calmo (T) = 1,5 m;
- Deslocamento máximo (Δ) = 94 toneladas;
- Boca máxima na linha de água (B_{WL}) = 5,2 m;
- Boca máxima (B) = 5,95m;
- Coeficiente de bloco (C_B) = 0,45;
- Factor relativo à carga do mar (K_S);

De salientar que o factor relativo à carga do mar (K_s) tem uma distribuição não constante ao longo do comprimento do navio (Figura 2. 8). Os valores obtidos neste factor estão directamente relacionados com o coeficiente de bloco.

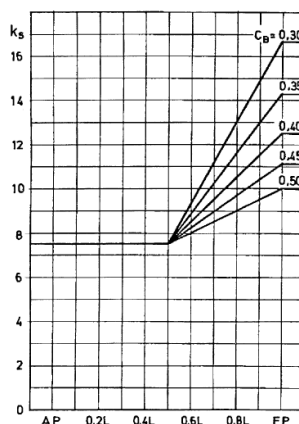


Figura 2. 8 – Distribuição do factor relativo à carga do mar ao longo do comprimento do navio

O coeficiente de bloco, calculado pela equação 2.1 [14], está relacionado com o volume deslocado pelo navio, relacionando as dimensões deste.

$$C_B = \frac{\Delta}{1,025 \times L \times B_{WL} \times T} \quad (\text{eq. 2. 1})$$

Um navio que possui um C_B alto terá formas mais cheias, impondo maior resistência ao movimento. Já um navio com C_B baixo, terá formas mais esbeltas e apresentará uma menor resistência ao movimento. No caso de um navio de guerra, os coeficientes de bloco são geralmente inferiores a 0,75 [15].

Nas secções seguintes, apresenta-se o cálculo das cargas provocadas pelos aquebramentos, pressão da água do mar e a pressão de líquidos no interior de tanques, ficando as restantes apenas como considerações sobre as cargas.

- **Alquebramento e Contra-Alquebramento**

A situação de alquebramento e contra-alquebramento tanto pode ocorrer devido à ondulação, como devido à má distribuição de carga ao longo do navio, sendo a situação considerada na Figura 2. 9 devida à ondulação, uma vez que é a mais recorrente. Simplificando, o alquebramento acontece quando, por exemplo, uma onda se encontra a meio navio, criando um momento-flector aplicado à estrutura. Esta situação pode ser recriada como uma viga bi-apoiada com uma força aplicada no meio da viga [15].

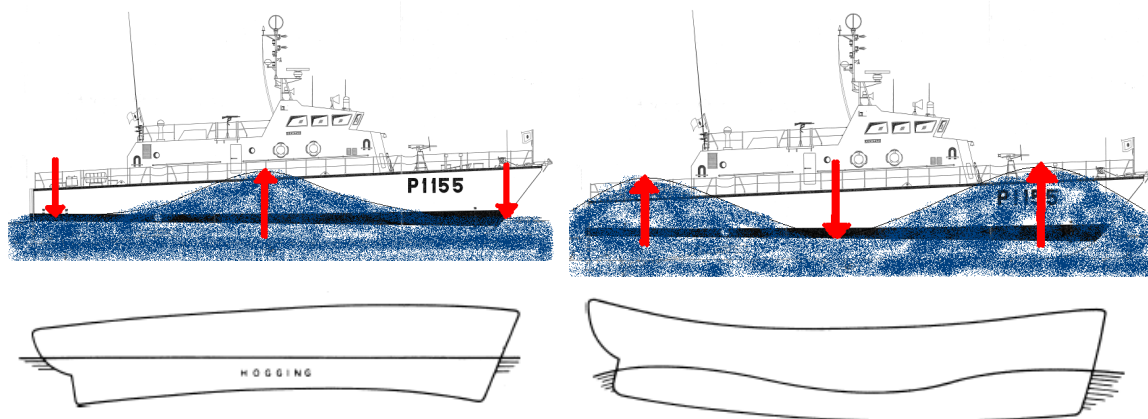


Figura 2. 9 - Representação da situação de aquebramento (esq.) e contra-aquebramento (dir.)

Já a situação de contra-aquebramento, acontece quando o navio se encontra apoiado entre 2 ondas, criando um momento contrário ao aquebramento, como pode ser visto na Figura 2. 10.



Figura 2. 10 - Comparação das duas situações de aquebramento [16]

Estes momentos provocam esforços consideráveis nas estruturas do navio. Muitas vezes, os navios poderão ter a necessidade de operar num clima marítimo severo, onde estas cargas serão mais intensas. Nestas situações, a vida à fadiga diminui, sendo inferior àquela para que foi projectada, o que resulta numa considerável diminuição do tempo de serviço do navio. Na Figura 2. 11, são observadas algumas fissuras propagadas por fadiga num navio [16], depois de apenas cinco anos de serviço (em geral o navio é projectado para ter uma vida de cerca de 30 anos).



Figura 2. 11 - Fissuras de fadiga descobertas num navio depois de 5 anos de serviço [16]

Estes problemas devido à fadiga podem constituir uma grande ameaça à segurança do navio. Por isso, é dada especial atenção ao risco e margem de segurança dos navios, não se sobrepondo o aspecto económico à segurança do navio como era antigamente considerado, dando-se mais ênfase aos esforços que estas cargas provocam [16].

Em ambas as situações de aquebramento é causada uma flexão no navio, sendo previsível, segundo a teoria de vigas, que o momento-flector máximo ocorra a meio navio. A distribuição do momento-flector originado pelos aquebramentos, pode ser visualizado na Figura 2. 12 [17].

Da observação da figura confirma-se que o momento-flector é máximo a meio navio, sendo que o contra-aquebramento esforça mais a estrutura que o aquebramento. Realizando o cálculo do momento-flector, aplicado ao navio sob estudo, pelas referências [14] e [17], escolher-se-á aquela que apresentar o valor mais elevado.

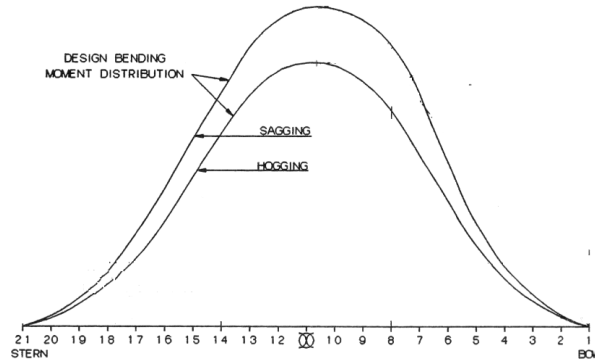


Figura 2. 12 - Distribuição do momento-flector ao longo da posição longitudinal do navio [17]

Aplicando as regras da Sociedade Classificadora DNV [14] e considerando o *still water bending moment* (M_{sw}) nas condições mais desfavoráveis, os momentos totais de aquebramento e contra-aquebramento são calculados pelas equações 2.2 e 2.3.

Aquebramento

$$\begin{cases} M_{sw} = 0,11 \times C_w \times L^2 \times B \times C_B = 385 kNm \\ M_{tothog} = M_{sw} + 0,19 \times C_w \times L^2 \times B \times C_B = 1052 kNm \end{cases} \quad (\text{eq. 2. 2})$$

Contra – Aquebramento

$$\begin{cases} M_{sw} = 0 kNm \\ M_{totsag} = M_{sw} + 0,14 \times C_w \times L^2 \times B \times (C_B + 0,7) = 1263 kNm \end{cases} \quad (\text{eq. 2. 3})$$

Aplicando as equações 2.4 e 2.5, retiradas da referência [17] chega-se aos seguintes resultados:

Aquebramento

$$M_{tothog} = \left(\frac{g \times \Delta \times L}{100} \right) \times (9,0 - 0,02L - 0,5 \times 10^{-4} \times L^2) = 840 kNm \quad (\text{eq. 2. 4})$$

Contra – Alquebramento

$$M_{\text{totsag}} = \left(\frac{g \times \Delta \times L}{100} \right) \times (3,0 + 0,02L - 1,1 \times 10^{-4} \times L^2) = 2053 \text{ kNm} \quad (\text{eq. 2. 5})$$

Constata-se que o valor do alquebramento é maior quando calculado pelas regras da DNV [14], verificando-se o contrário na situação de contra-alquebramento. Concomitantemente, verifica-se que o valor do momento gerado pelo contra-alquebramento é sempre superior ao momento gerado pela aplicação do alquebramento e que isto é independente dos mesmos terem sido calculados através de [14] ou [17]. Para efeitos de cálculo, optou-se pela utilização do momento-flector máximo, que é o provocado pelo contra-alquebramento calculado através da referência [17].

- **Pressão devido ao Mar**

Esta pressão está directamente ligada à pressão resultante das ondas embaterem no casco e ao facto de o casco estar imerso. A pressão hidrostática do mar no casco é representada na Figura 2. 13.

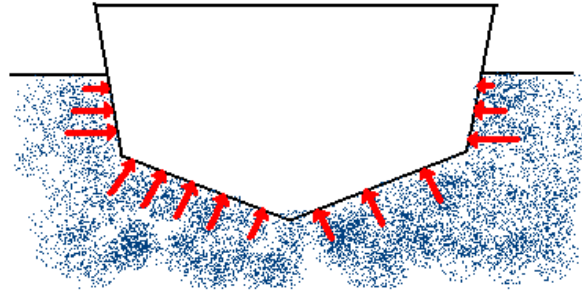


Figura 2. 13 - Representação da carga aplicada ao casco devido à pressão hidrostática

Verifica-se que a pressão hidrostática aumenta à medida que aumenta a profundidade, isto é, quanto maior for a coluna de água existente. Outra componente da carga, senão a mais importante quando se fala de pressão devido à acção da água do mar, é o efeito hidrodinâmico das ondas, efeito esse que será considerado nos cálculos seguindo as regras da Sociedade Classificadora DNV [14]. Segundo a DNV, a distribuição da pressão ao longo do costado calcula-se para a região acima da linha de água, onde a componente principal são as ondas de vento (ou de superfície) e abaixo da linha de água, onde estão implícitos os efeitos hidrostáticos e hidrodinâmicos do mar.

Para o cálculo da pressão são utilizadas as equações 2.6 e 2.7.

Pressão abaixo da linha de água:

$$P_{\text{Bmar}} = 10 \times h + \left(k_s - 1,5 \times \frac{h}{T} \right) \times C_w \quad (\text{eq. 2. 6})$$

Pressão acima da linha de água:

$$P_{Cmar} = k_s + (C_w - 0,67 \times h) \quad (\text{eq. 2. 7})$$

O valor de h é a distância vertical desde a linha de água até ao ponto de aplicação da pressão.

Estas duas pressões, diferenciam-se no declive da equação, podendo dizer-se que, para a mesma distância à linha de água, a pressão abaixo da linha de água é maior que a pressão acima da linha de água, devido à pressão hidrostática.

- **Tanques de combustível**

Os esforços, provocados pelos líquidos dos tanques de combustível nas estruturas adjacentes, necessitam ser considerados. Estes devem-se à pressão hidrodinâmica e hidrostática do combustível, que é tanto maior quanto maior a ondulação marítima, devido à aceleração. De salientar que, os tanques têm tendência a ter uma altura reduzida, o que se reflecte em menores pressões hidrostáticas e hidrodinâmicas. Estes, estão também localizados em posições de baixa cota, de forma a baixar o centro de massa do navio e melhorar a sua estabilidade.

O cálculo da pressão segundo as regras da DNV [14] considera a massa volúmica do combustível semelhante à da água, majorando assim os esforços, uma vez que a água tem massa volúmica superior à do combustível utilizado. Assim sendo, é utilizada a equação 2.8 para o cálculo da pressão devida ao combustível.

$$P_{fuel} = \rho \times (g + 0,5 \times a_v) \times h \quad (\text{eq. 2. 8})$$

Onde ρ é a massa volúmica da água, g é a aceleração da gravidade e h é a profundidade do tanque desde o seu topo. O valor da aceleração vertical (a_v), à semelhança de outros parâmetros, varia longitudinalmente no navio, sendo a sua distribuição indicada na Tabela 2. 4. Estes valores são obtidos tendo em conta a geometria do navio, bem como as condições de mar consideradas, sendo que os valores foram obtidos considerando o estado 9 da escala de *Beaufort*.

Tabela 2. 4 – Aceleração Vertical sentida em cada posição longitudinal do navio

	Posição longitudinal no navio						
	AP	0,2L	0,4L	0,5L	0,6L	0,8L	FP
a_v (m/s ²)	34,3	34,3	34,3	34,3	41,1	54,9	68,6

- **Vibração dos motores**

Outra grande fonte de excitação dinâmica no navio é a desempenhada pelos motores principais. A existência de desequilíbrios nestes pode originar forças e momentos (Figura 2. 14), com uma determinada magnitude e frequência [15]. Se a frequência da força ou momento excitador for próxima de uma das frequências naturais do navio vão verificar-se fenómenos de batimento, podendo mesmo ocorrer ressonância se a frequência da força excitadora igualar uma das frequências naturais do navio. Além da coincidência das frequências referidas no período anterior, também a direcção e a localização da excitação são factores importantes [15].

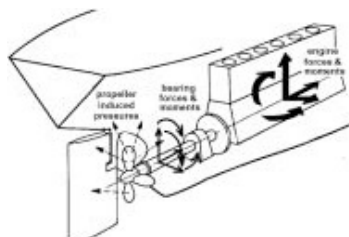


Figura 2. 14 - Vibração causada pelos motores do navio [15]

As vibrações podem dar origem a ressonância em algumas estruturas locais, que podem ser previstas por modelos dinâmicos adequados, fazendo a previsão das frequências naturais. A colocação de reforços nas estruturas navais aumenta a rigidez do navio, aumentando por sua vez o valor das frequências naturais, procurando-se desta forma, ao colocar os reforços, evitar o fenômeno de ressonância.

A vibração induz desconforto na guarnição do navio, havendo a necessidade de reduzir ao mínimo as vibrações existentes.

Neste trabalho, não se determinarão as frequências naturais do navio, uma vez que seria necessária a modelação de todo o navio, o que tornaria o trabalho moroso. Assim, a origem de esforços provocados por vibração apenas é considerada teoricamente.

- Torção

A navegação provoca ainda torção nas estruturas navais. Os esforços de torção ocorrem quando o casco do navio é torcido devido à navegação (Figura 2. 15), ou devido à má distribuição transversal do peso no navio [15]. Estas tensões, em excesso ou repetidamente, podem dar origem à nucleação de fissuras nas estruturas do navio, em geral localizadas perto das Anteparas transversais, em zonas periféricas da estrutura, onde a distância ao centro geométrico é maior. Em navios de pequenas dimensões, a componente da torção nos esforços sentidos nas estruturas é baixa.

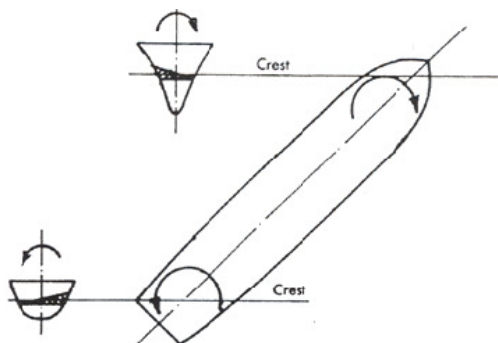


Figura 2. 15 - Representação da torção provocada pela entrada e saída das ondas

2.2.3. Alagamento Hipotético

As regras de projecto obrigam a que as estruturas navais resistam a uma hipotética situação de alagamento dos compartimentos estanques adjacentes. Esta é a situação mais crítica para um navio, no que a carregamentos diz respeito. Para o cálculo da pressão, é considerada apenas a pressão hidrostática (equação 2.9), considerando que o navio não estará em movimento quando esta situação ocorre, fora casos de extrema necessidade.

$$P = \rho g h_{\max} \quad (\text{eq. 2. 9})$$

Onde h_{\max} é considerada a altura desde o topo da Antepara, aumentando a pressão com a profundidade.

Por intermédio de [13] é possível simplificar o carregamento, aplicando uma pressão constante através da equação 2.10, com o valor de $P_{\text{alagamento}} = 0,7 \cdot P_{\max}$. Sabendo que a altura do costado é de 3,5 m a pressão de alagamento será de 24635 Pa.

$$P_{\text{alagamento}} = 0,7 \times P_{\max} = 0,7 \cdot \rho g h_{\max} = 0,7 \times 1025 \times 9,81 \times 3,5 = 24635 \text{ Pa} \quad (\text{eq. 2. 10})$$

2.2.4. Escolha da secção crítica da lancha

A caracterização da resposta estrutural do navio é realizada determinando as cargas impostas, tendo maior importância, aquelas que são mais intensas e significativas para a deformação das estruturas. Na Tabela 2. 5 é descrito em pormenor a distribuição das cargas consideradas ao longo do navio.

Considerando todas as cargas aplicadas no navio, chega-se à conclusão que a zona mais solicitada é a zona próxima à secção mestra (meio navio) mais precisamente na Antepara nº21 (Figura 2. 16). Outro factor para a escolha deste local é a sua proximidade à casa das máquinas, o que poderá originar uma certa vibração provocada pelos motores.

Tabela 2. 5 - Distribuição longitudinal das cargas de serviço ao longo do navio

		Posição longitudinal no navio							h (m) ¹
		AP	0,2L	0,4L	0,5L	0,6L	0,8L	FP	
Alquebramento	Momento (kNm)	0	290	760	840	760	290	0	-----
Contra-Alquebramento	Momento (kNm)	0	710	1858	2053	1858	710	0	-----
Mar	K_s	7,5	7,5	7,5	7,5	8,3	9,7	11	-----
	Pressão acima da linha de água (kPa)	4,2	4,2	4,2	4,2	4,6	5,4	6,2	2
		7,5	7,5	7,5	7,5	8,3	9,7	11	1,35
		9,7	9,7	9,7	9,7	10,8	12,6	14,3	0,9
		12,0	12,0	12,0	12,0	13,3	15,5	17,6	0,45
		14,3	14,3	14,3	14,3	15,8	18,4	20,9	0
	Pressão abaixo da linha de água (kPa)	14,3	14,3	14,3	14,3	15,8	18,4	20,9	0
		16,7	16,7	16,7	16,7	18,2	20,9	23,3	-0,3
		19,1	19,1	19,1	19,1	20,6	23,3	25,8	-0,6
		21,5	21,5	21,5	21,5	23,1	25,7	28,2	-0,9
		24,0	24,0	24,0	24,0	25,5	28,2	30,6	-1,2
Tanques combustível	a_v (m/s ²) ²	34,3	34,3	34,3	34,3	41,1	54,9	68,6	-----
	Pressão (kPa)	0	0	0	0	0	0	0	0
		0	8,3	8,3	8,3	9,3	11,5	13,6	-0,3
		0	16,6	16,6	16,6	18,7	22,9	27,1	-0,6
		0	24,9	24,9	24,9	28,0	34,4	40,7	-0,9

¹ Altura (h) referente ao mar, tem a sua referência (zero) na linha de água e os tanques a partir do seu topo

² Considerando o estado 9 da escala de *Beaufort*

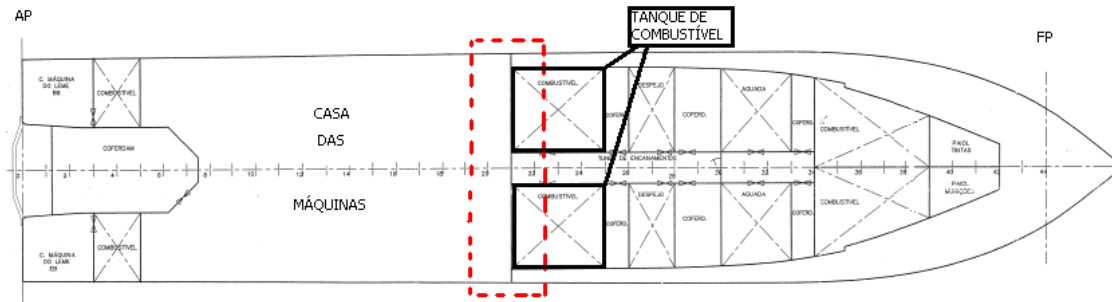


Figura 2. 16 - Escolha do local crítico do navio [1]

Os valores de pressão calculados (Tabela 2.5) serão utilizados na análise estrutural do navio, que foi feita utilizando o Método de Elementos Finitos (MEF).

2.3. Método dos Elementos Finitos

O MEF é uma técnica de análise numérica destinada à obtenção de soluções aproximadas de problemas regidos por equações diferenciais. Geralmente, o problema em questão é demasiado complicado para ser resolvido satisfatoriamente por métodos clássicos de análise. A principal motivação para o uso do MEF deve-se ainda à complexidade dos problemas reais de engenharia

(envolvendo comportamento não linear, geometrias complexas, associação de vários materiais, etc.) em que soluções analíticas se tornam inviáveis ou mesmo impossíveis [18].

Embora o método tenha sido originalmente desenvolvido para a análise de tensões em estruturas, é actualmente aplicado a uma grande variedade de problemas de engenharia. Devido às suas notáveis características de eficiência e flexibilidade, o MEF tem hoje uma grande difusão tanto no meio académico como no industrial, estando disponível em grande número de *softwares* comerciais existentes no mercado [19].

A aplicação do MEF baseia-se em se dividir o domínio (meio contínuo) do problema em sub-regiões de geometria simples, conforme ilustra a Figura 2. 17. Os elementos finitos, utilizados na discretização (subdivisão) do domínio do problema, são conectados entre si através de determinados pontos, denominados nós ou pontos nodais. Ao conjunto de elementos finitos e pontos nodais, dá-se, usualmente, o nome de malha de elementos finitos. Diversos tipos de elementos finitos já foram desenvolvidos. Estes apresentam formas geométricas diversas (por exemplo, triangular, quadrada, cúbica, etc) em função do tipo e da dimensão do problema (uni, bi, ou tridimensional). A Figura 2. 18 apresenta alguns dos vários tipos de elementos finitos possíveis de utilizar [18].

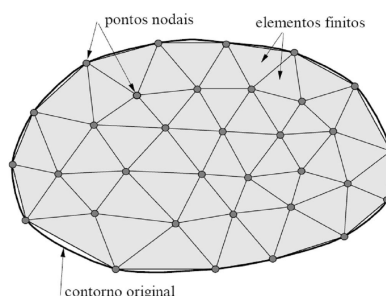


Figura 2. 17 - Aplicação do método dos elementos finitos [18]

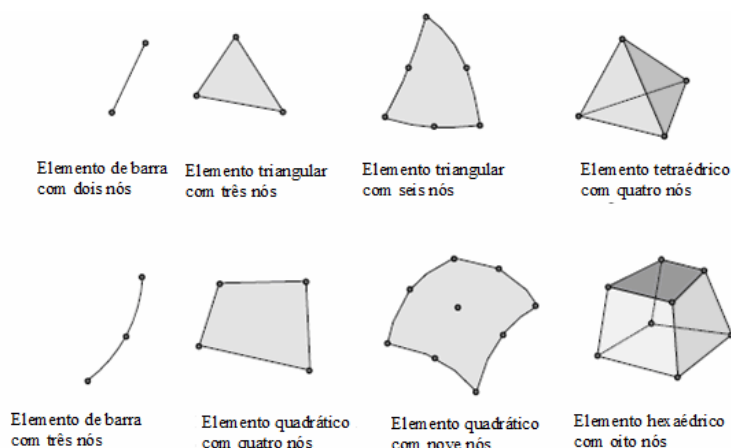


Figura 2. 18 – Alguns exemplos de tipos de elementos utilizados no MEF [18]

A precisão do método depende da quantidade de nós e de elementos, da dimensão e do tipo dos elementos finitos presentes na malha. Um dos aspectos mais importantes do MEF, diz respeito à

sua convergência. Embora tratando-se de um método aproximado, pode-se demonstrar que numa malha, à medida que o tamanho dos elementos finitos tende para zero, a quantidade de nós tende para infinito [19]. A solução exacta obtém-se utilizando um certo número de elementos finitos, N_0 , havendo a partir desse ponto um excesso elementos, que apenas aumenta o custo computacional, sem que haja qualquer melhoria na solução (Figura 2. 19).

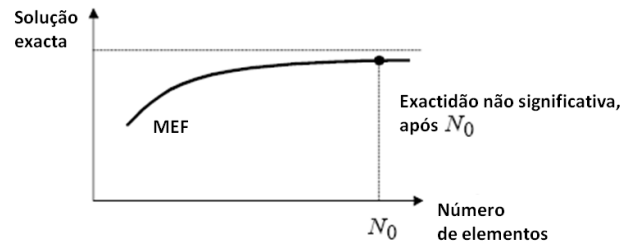


Figura 2. 19 - Contribuição do número de elementos para a solução exacta do problema [20]

Quanto à decisão, de qual o elemento adequado a utilizar no problema, a resposta não é simples. Um elemento que é bom num problema, pode ser mau noutro, dependendo da geometria, carregamento e condições de fronteira.

Para se efectuar uma análise numérica por elementos finitos de um problema, é necessário realizar um conjunto de procedimentos [19]:

1. Divisão da estrutura em elementos finitos, utilizando um pré-processador de geração de malha;
2. Definição das propriedades de cada elemento;
3. Aplicação dos elementos, de forma a obter o modelo de elementos finitos da estrutura;
4. Aplicação das cargas necessárias: forças e / ou momentos, etc;
5. Definição das condições de fronteira (apoios, encastramentos, etc). Esta etapa envolve a definição do deslocamento nodal, que muitas vezes é zero;
6. Resolver as equações lineares determinando o deslocamento nodal;
7. Interpretação dos resultados e exibição em forma gráfica.

O poder do método dos elementos finitos reside principalmente na sua versatilidade. Mas, este método também tem as suas desvantagens inerentes. O método dos elementos finitos, como todos os métodos numéricos, tem limitações que conduzem a erros nos resultados das análises. Os erros, que contribuem para as limitações dos modelos podem ser classificados em [21]:

- Erros de definição do problema, presentes nos dados de entrada, tais como, propriedades físicas e dimensões. Pela sua natureza, estes erros, devem ser corrigidos antes de prosseguir com qualquer análise;

- Utilização imprópria de elementos seleccionados. Este erro grosseiro, corresponde à formulação de um problema distinto daquele que é proposto. Antes da análise prosseguir, é fundamental que este tipo de erros esteja eliminado;
- Aplicação errada das cargas e condições fronteira, levando a resultados certamente diferentes do pretendido;
- Fraca discretização da geometria da estrutura, devido a um tamanho de malha inadequado.

Este método não obtém um resultado único, podendo variar com os *inputs* colocados. Por isso, é necessário haver uma análise experiente de engenharia para analisar os *inputs e os outputs*, de modo a que os resultados sejam o mais fidedigno possível.

2.4. Extensometria

Este subcapítulo enumera os princípios fundamentais de extensometria, referindo quais as técnicas de instrumentação mais utilizadas, as quais permitem obter a deformação da estrutura naval.

2.4.1. Introdução

Em situações complexas, pode-se conseguir a melhoria do projecto de uma máquina ou de um componente estrutural pela utilização de técnicas experimentais, que nos permitem determinar a distribuição de tensões. A forma de determinar a distribuição de tensões de um qualquer componente estrutural, passa pelo estudo da deformação do corpo (Figura 2. 20) [22]. Essa deformação é designada por alongamento (ΔL), que corresponde ao incremento (ou decremento) do comprimento de um corpo (inicialmente com comprimento L) sujeito a uma força (F) que o deforma no domínio elástico. Pode-se relacionar essa deformação com a extensão (ε), definida pela divisão do alongamento pelo comprimento (equação 2.11) [23].

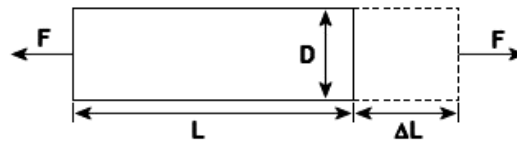


Figura 2. 20 - Alongamento devido à aplicação de uma força [23]

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (\text{eq. 2. 11})$$

A tensão é uma grandeza que não se pode medir directamente. Através de métodos experimentais, que assentam na medição de extensões, já se torna possível o seu cálculo. Para tal, é

necessário dispor de sensores que indiquem o valor de tais extensões - chamados extensómetros – levando assim a que esta técnica de medição se designe por extensometria [22].

2.4.2. Extensómetros

O extensómetro é o nome dado ao dispositivo utilizado para medir a extensão. O dispositivo mais comum é o extensómetro resistivo eléctrico (ou extensómetro metálico) e o seu princípio básico de funcionamento baseia-se na variação do comprimento da secção da grelha activa, permitindo medir a extensão pela variação da sua resistência eléctrica (Figura 2. 21). Quando o extensómetro se encontra à tracção, a secção dos filamentos da grelha diminui e o comprimento total do fio condutor aumenta, aumentando assim a sua resistência, podendo desta forma ser feita uma analogia entre a variação de resistência do extensómetro e a extensão da peça pela equação 2.12 [24].

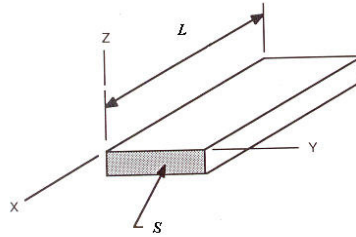


Figura 2. 21 - Representação de uma parcela de um fio metálico do extensómetro [22]

$$R = \rho \frac{L}{S} \quad (\text{eq. 2. 12})$$

Onde: R – resistência (ohms); ρ – resistividade (ohms.m); L – comprimento (m); S – área da secção transversal (m²).

É desta forma que se obtêm os valores de extensão, através de um transdutor de sinal que recebe como *input* a variação da resistência eléctrica após deformação do corpo e emite como *output* o valor da extensão.

O extensómetro metálico tem ainda outra particularidade. Ele é constituído por uma grelha fina, que tem como função maximizar a sensibilidade à deformação sobre o eixo longitudinal do extensómetro, aumentando a área deformável nessa direcção, sendo que na direcção transversal ao extensómetro é minimizada a área da secção de modo a reduzir o efeito de *Poisson*. Isto é, na direcção transversal, a extensão medida vai ser insignificante relativamente à da direcção longitudinal, que é alinhada com a direcção da deformação da peça que se pretende estudar [23].

Este tipo de extensómetros são bastante utilizados, devido ao seu baixo custo, à facilidade de instalação, ao condicionamento do sinal simples de implementar, e ao fácil dimensionamento e fabrico.

2.4.3. Características do extensómetro metálico

Cada extensómetro tem as suas características intrínsecas, que podem ser identificadas por um código característico de cada fabricante, de forma a facilitar a sua identificação. Basicamente, estes códigos consistem em sequências de letras e números que indicam as características básicas dos extensómetros. A Figura 2. 22 mostra as características do extensómetro e como são codificadas pela Vishay Micro-Measurements [25].

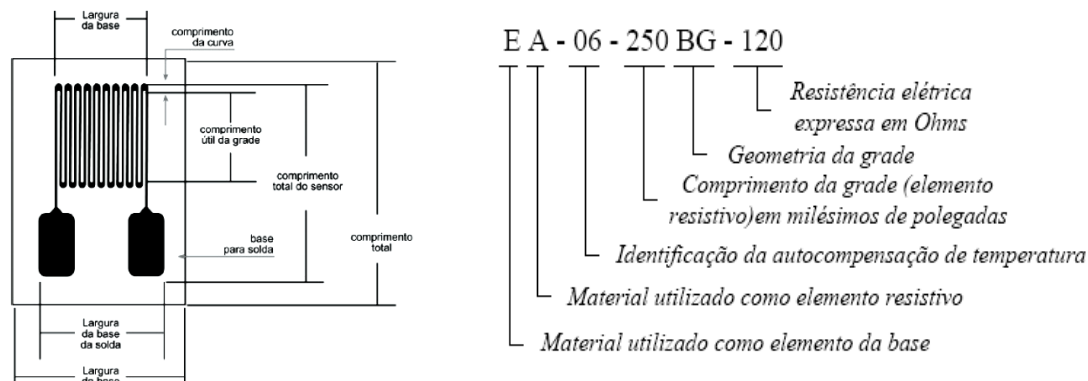


Figura 2. 22 - Principais constituintes do extensómetro [25]

Desta forma, conseguem-se obter as características de determinado extensómetro e relacioná-las com as características pretendidas. Algumas delas têm grande importância na aquisição do sinal, sendo descritas e explicadas nos subcapítulos seguintes.

- **Dimensão da grelha**

As características geométricas que definem, em linhas gerais, um extensómetro são o seu comprimento e a sua largura, definidos pelo comprimento útil da grelha e pela largura da grelha, respectivamente.

Um extensómetro de grandes dimensões tem maior área de grelha, ou seja, tem uma capacidade superior de dissipação de calor, sendo ainda de fácil manuseamento e instalação [26]. Estes são principalmente utilizados nos estudos de betão na área de engenharia civil, pois é um material heterogêneo, onde é necessário o estudo de uma maior área, de forma a determinar as características gerais do material e não apenas de um dos seus constituintes (ex: brita, areia, cimento).

No entanto, um extensómetro mais pequeno tem vantagens quando se pretende medir extensões referentes a zonas com concentração de tensões muito localizadas, como acontece em zonas próximas de um furo, ou ainda, quando existe um espaço disponível muito limitado para a instalação do sensor [26].

- **Resistência**

A resistência de um extensómetro é definida como a resistência eléctrica medida entre os dois terminais destinados à conexão de cabos de medição. As resistências nominais geralmente utilizadas são de 120, 350, 600 ou 700 ohms. Extensómetros com resistências de 120 e 350 ohms são os mais utilizados. Os extensómetros de 350 ohms produzem menos calor e melhoram a relação sinal-ruído nas ligações extensométricas. A escolha entre os dois pode ser devida a considerações de custo, apresentando o extensómetro de 350 ohms um custo mais elevado. No entanto, são melhores no caso de necessidade de extensómetros muito pequenos e, em alguns casos, a utilização destes extensómetros é mesmo obrigatória, de forma a garantir a compatibilidade com os instrumentos de medição. Para os extensómetros pequenos de alta resistência, é expectável a redução da sua vida útil à fadiga [16].

- **Gage Factor**

A “sensibilidade” de um extensómetro ou *gage factor* (GF), é uma grandeza adimensional, definida como a variação da resistência em função da variação do comprimento do material condutor (equação 2.13) [22].

$$GF = \frac{\frac{dR}{R}}{\varepsilon} \quad (\text{eq. 2. 13})$$

Onde ε é a deformação uniforme ao longo do condutor e na direcção do condutor. Sempre que um condutor, por exemplo, um arame, é enrolado à grade do extensómetro, ocorrem certos efeitos que alteram a resistência do extensómetro até certo ponto, ou ainda no caso da variação de temperatura que leva a variações de resistência, alterando o GF [26]. O valor da sensibilidade é atribuído ao extensómetro.

- **Geometria**

O padrão do dispositivo, normalmente refere-se ao tipo de extensómetro, se é uniaxial ou multiaxial. Extensómetros uniaxiais são seleccionados quando se precisa determinar a extensão segundo apenas uma direcção da deformação. A roseta de tensão biaxial (0°;90° chamada roseta em T) é seleccionada se as tensões principais precisam ser determinadas e os eixos principais são conhecidos [26]. A roseta de 3 extensómetros (0°;45°;90° chamada roseta rectangular ou 0°;60°;120° chamada roseta triangular) é escolhida se as tensões principais e os eixos principais são desconhecidos [26]. As rosetas permitem ainda a determinação do efeito de torção nas estruturas a que foram coladas.

2.4.4. Principais fontes de erro na leitura dos extensómetros

Quando se efectuam medições com extensómetros é necessário estar atento e verificar se foi dada a devida atenção a um determinado número de questões e procedimentos, de forma a acautelar que o que é medido traduz efectivamente o que se pretende. As principais causas de propagação de erros advêm do efeito da temperatura nos extensómetros e ainda de uma colagem incorrecta.

- **Colagem**

O correcto processo de colagem dos extensómetros na peça é uma etapa importante para a realização correcta de qualquer medição. Se os extensómetros não forem colados adequadamente, a leitura das extensões pode ficar seriamente comprometida. As colas a utilizar devem ser escolhidas de acordo com as especificações do fabricante (normalmente são utilizadas colas à base de cianoacrilato), e dependem sobretudo do material de base do extensómetro, da superfície onde é aplicado e da temperatura a que a estrutura, a ensaiar, está sujeita. A não consideração destes factores poderá levar à incorrecta aplicação do extensómetro [22]. Outros aspectos importantes que podem influenciar a colagem correcta do extensómetro referem-se à necessária limpeza e rugosidade da superfície onde o sensor vai ser colado, a pressão efectuada após a colagem e o tempo de cura da cola.

- **O efeito da temperatura**

O efeito da temperatura é outro aspecto muito importante a ter em conta na medição da extensão. Quando se utilizam extensómetros cuja grelha é fabricada com material com coeficiente de expansão linear diferente do coeficiente térmico do material onde o extensómetro está aplicado, ao ocorrer uma variação de temperatura, o extensómetro estará sujeito a uma deformação aparente que é proveniente unicamente da diferença de resposta dos dois materiais em relação à variação da temperatura.

Os extensómetros termicamente autocompensadores são obtidos combinando o coeficiente de dilatação térmica da grelha com o coeficiente do material em que está aplicado o extensómetro, mantendo inalterado o coeficiente de resistividade dos fios com a variação de temperatura, para um dado intervalo de temperatura [24]. Como mostra a Figura 2. 23, para os 24°C existe uma autocompensação perfeita entre o material da grelha e o material onde está o instalado o extensómetro, resultando numa extensão aparente nula. Considera-se que se a variação de temperatura for grande, o valor do GF também varia, pois não segue a curva de resposta devido à temperatura do extensómetro [26]. Então, dependendo da exactidão das medições requerida, a correcção do GF é necessária.

Por outro lado, pretende-se anular o efeito da temperatura através de ligações resistivas, de forma a obter exclusivamente a extensão, devido a um esforço mecânico, ligando-se os extensómetros de forma específica na Ponte de *Wheatstone*, como se verá na secção 2.4.5.

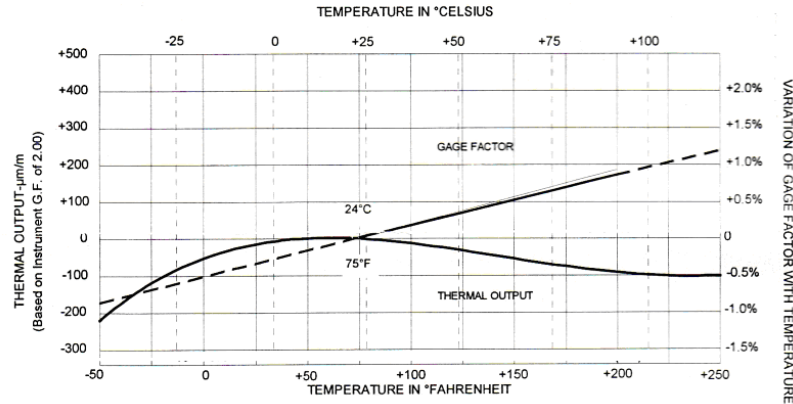


Figura 2. 23 - Variação da extensão aparente e do gage factor com a temperatura [26]

2.4.5. Tipos de ligação da Ponte de *Wheatstone*

A variação de resistência dos extensómetros é induzida pela deformação da estrutura onde se encontra instalado o sensor, sendo esta variação muito pequena, registando-se regra geral valores a partir da 6ª casa decimal [22]. Por essa razão, é necessária a utilização da Ponte de *Wheatstone*, que permite converter pequenas variações da resistência em variações de diferença de potencial. A Ponte de *Wheatstone* (Figura 2. 24) é realizada por uma montagem com quatro braços resistivos que são alimentados por uma fonte de tensão. De salientar que quando são ligados extensómetros em braços opostos (R_1 com R_3 , por exemplo), obtém-se um efeito aditivo nos valores de extensão, e quando são ligados braços adjacentes (R_1 com R_2 , por exemplo), obtém-se um efeito subtrativo.

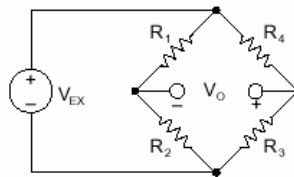


Figura 2. 24 - Esquema da ligação dos extensómetros [23]

Realizando as ligações na ponte, tal como indicado na Fig. 2.24, pode-se medir a extensão quando aplicada uma força ou ainda quando se varia a temperatura de um corpo. Ao colar um extensómetro num corpo, e se variar apenas a temperatura sem aplicar qualquer esforço mecânico, o extensómetro irá ler valores de extensão devido à expansão térmica do material base, material resistivo e ainda devido à variação da resistividade do material resistivo. Quando é aplicado um esforço

mecânico, o extensómetro faz a leitura da extensão devido a esse esforço, mas se não forem anulados os efeitos da temperatura, estes estão sempre inerentes [24].

Um dos métodos para anular o efeito da temperatura na extensão é a utilização da ligação em quarto de ponte, usando um extensómetro de três fios (Figura 2. 25 A), ao invés de um extensómetro de dois fios (Figura 2. 25 B). Esta ligação (B), faz-se substituindo na Figura 2. 24, R_4 por um extensómetro, igualando a resistência R_3 ao valor nominal da resistência do extensómetro, obtendo a montagem a que se dá o nome, quarto de ponte (Figura 2. 25), com apenas uma resistência activa (RG).

No extensómetro de três fios (A), r_a e r_c , têm o mesmo diâmetro e comprimento, de forma a não haver discrepância na resistividade do fio, tendo a mesma resistência, mantendo a montagem balanceada. O terceiro fio, r_b , serve para realizar a compensação do efeito da temperatura sobre os cabos. Este não está em série com qualquer um dos braços da ponte, por isso não tem efeito sobre o equilíbrio da mesma [26]

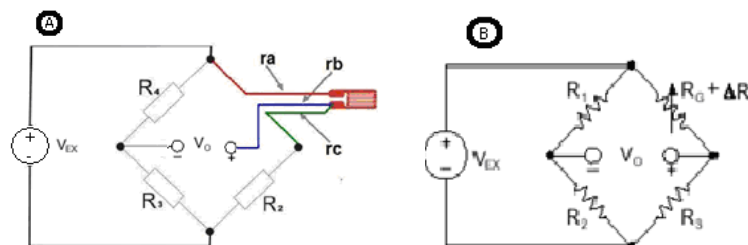


Figura 2. 25 - Representação da ligação em quarto de ponte com extensómetro de 3 (A) e 2 (B) fios [23, 24]

Outro método para compensar o efeito da variação de temperatura (ΔR), seria colar um segundo extensómetro num pedaço de material, com as mesmas propriedades e temperatura a que se encontra o material a ser testado, denominado *dummy* (extensómetro passivo), e ligar o extensómetro situado na peça a ensaiar (extensómetro activo) e o *dummy* em meia-ponte. Desta forma, o *dummy*, não iria sofrer variação na sua resistência devido aos esforços sofridos pela peça em teste, mas somente devido ao efeito da temperatura, anulando assim os efeitos da extensão obtido [24].

Para duplicar a sensibilidade da ligação em meia-ponte, utiliza-se o método *push-pull*, onde são utilizados dois extensómetros activos. Pode-se visualizar um exemplo deste tipo de ligação na Figura 2. 26, onde dois extensómetros foram colados em lados opostos de uma viga homogénea, sujeita à flexão. Observa-se que o extensómetro colado na face superior da viga, vai estar sujeito a esforços de tracção e de temperatura, enquanto que o extensómetro colado na face inferior vai estar sujeito a esforços de compressão e de temperatura. Como os extensómetros estão ligados em braços adjacentes da Ponte de *Wheatstone*, verifica-se uma duplicação da sensibilidade da medição da extensão, devido ao esforço de tensão e ao cancelamento do efeito da temperatura. Deste modo, para

além de duplicar a sensibilidade do quarto de ponte, anula-se também o efeito da temperatura, uma vez que ligações em braços adjacentes têm efeitos subtrativos.

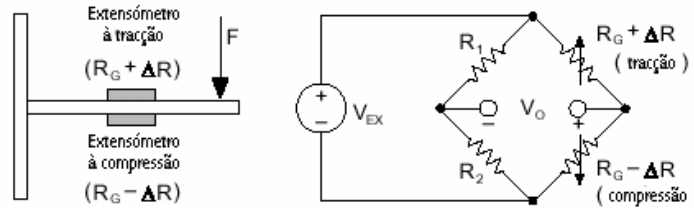


Figura 2. 26 - Representação da ligação em meia ponte [23]

Pode-se ainda aumentar a sensibilidade para o dobro (em relação à montagem em meia-ponte), realizando a montagem em ponte completa, utilizando quatro extensômetros activos, conforme mostra a Figura 2. 27.

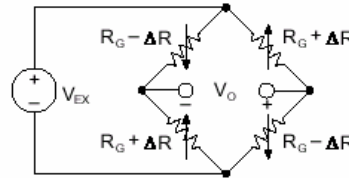


Figura 2. 27 - Representação da ligação em ponte completa [23]

2.4.6. Extensómetros em Roseta

Conforme já explicado, o extensómetro eléctrico apenas permite medir extensões lineares, não sendo possível, experimentalmente, medir distorções. Portanto, num estado duplo de deformação, para determinar as extensões principais e a sua direcção, medem-se as extensões lineares segundo três direcções concorrentes num ponto, utilizando essas extensões lineares para o cálculo analítico da distorção. Esta configuração denomina-se extensómetros em roseta (Figura 2. 28). A configuração mais utilizada é a roseta, onde cada extensómetro faz 45° entre si, ou seja, α e β fazem ambos 45° [27].

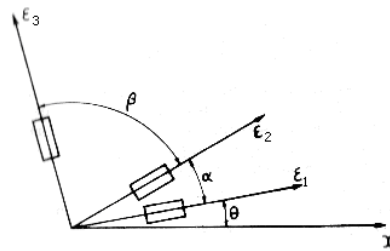


Figura 2. 28 - Extensómetros em roseta [27]

Estas rosetas permitem-nos determinar o tensor das extensões, sabendo os ângulos que cada extensómetro faz com os eixos coordenados. São utilizadas as fórmulas da equação 2.14, que permitem determinar as extensões segundo os diferentes eixos [27].

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = \varepsilon_x \cos^2(\theta) + \varepsilon_y \sin^2(\theta) + \gamma_{xy} \cos(\theta)\sin(\theta) \\ \varepsilon_2 = \varepsilon_x \cos^2(\theta + \alpha) + \varepsilon_y \sin^2(\theta + \alpha) + \gamma_{xy} \cos(\theta + \alpha)\sin(\theta + \alpha) \\ \varepsilon_3 = \varepsilon_x \cos^2(\theta + \alpha + \beta) + \varepsilon_y \sin^2(\theta + \alpha + \beta) + \gamma_{xy} \cos(\theta + \alpha + \beta)\sin(\theta + \alpha + \beta) \end{cases} \quad (\text{eq. 2. 14})$$

O tensor das extensões obtido pela utilização de rosetas é:

$$\varepsilon_{ij} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \gamma_{yx} \\ \gamma_{xy} & \varepsilon_y \end{bmatrix}$$

Em que ε_x , ε_y e γ_{xy} , são as deformações segundo o eixo x, y e a distorção no plano xy (Figura 2. 29), respectivamente. As extensões x e y, são provocadas por tensões normais, sendo que as distorções são provocadas por tensões de corte. Assim sendo, segundo a lei de Hooke, generalizada para materiais com elasticidade linear homogêneos e isotrópicos, as extensões podem ser calculadas pelas fórmulas da equação 2.15, onde σ_x , σ_y e τ_{yx} são as tensões normais no eixo x e y, e tensão de corte no plano xy, respectivamente [27]. O Módulo de *Young* (E), Módulo de distorção (G) ou coeficiente de Poisson (ν) são outros dos parâmetros importantes neste cálculo e dependem do material em estudo.

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} \\ \varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} \\ \gamma_{xy} = \gamma_{yx} = \frac{\tau_{yx}}{G} \end{cases} \quad (\text{eq. 2. 15})$$

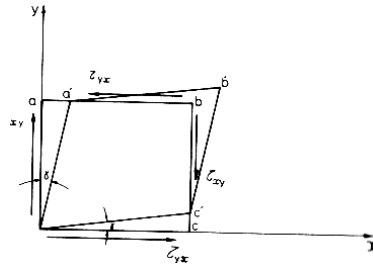


Figura 2. 29 - Distorção devido a tensões de corte [27]

Depois de determinadas as extensões segundo os eixos coordenados, é possível o cálculo das tensões principais. As extensões principais podem ser calculadas sabendo as extensões dos três extensômetros da roseta. As tensões principais para rosetas rectangulares seguem as equações 2.16 e 2.17, para a tensão principal máxima e mínima, respectivamente [26].

$$\sigma_{P_{\max}} = \frac{E}{2} \left[\frac{(\varepsilon_1 + \varepsilon_3)}{1 - \nu} + \frac{\sqrt{2}}{1 + \nu} \left[(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] \quad (\text{eq. 2. 16})$$

$$\sigma_{P_{\min}} = \frac{E}{2} \left[\frac{(\varepsilon_1 + \varepsilon_3)}{1 - \nu} - \frac{\sqrt{2}}{1 + \nu} \left[(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] \quad (\text{eq. 2. 17})$$

A localização da sua fonte de origem é feita determinando o ângulo que o extensómetro 1 faz com o eixo principal de tensão (na Figura 2. 30, considerando que o extensómetro 1 está alinhado com o eixo x), calculado pela equação 2.18.

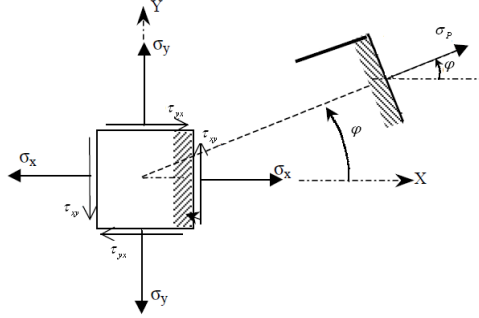


Figura 2. 30 - Representação da tensão e direcção principal

$$\varphi = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left[\frac{2\varepsilon_2 - \varepsilon_1 - \varepsilon_3}{\varepsilon_1 - \varepsilon_3} \right] \quad (\text{eq. 2. 18})$$

Todo este conjunto de conceitos de extensometria é importante para a elaboração da presente dissertação, sendo utilizados em toda a componente experimental do trabalho, tanto em laboratório, como no navio. Os dados extensométricos, permitem ainda a determinação da vida à fadiga da estrutura naval em estudo.

2.5. Fadiga

A fadiga ocorre em componentes que estão sujeitos a carregamentos cíclicos com valor de amplitude / gama de tensão superiores à tensão limite de fadiga corrigida do material. Um navio não foge à regra, sendo também sujeito à fadiga. Neste capítulo, far-se-á um resumo dos diferentes conceitos associados ao fenómeno de fadiga, abordando ainda os conceitos e metodologias utilizados ao longo da dissertação.

2.5.1. Definição

Designa-se por fadiga o fenómeno da rotura progressiva de materiais sujeitos a ciclos repetidos de tensão [28]. O estudo do fenómeno é de grande importância na concepção de máquinas e de estruturas, pois a maior parte das roturas observadas em serviço envolvem fadiga, sendo desenvolvidos actualmente materiais com cada vez maior resistência à fadiga e com custos cada vez mais reduzidos [28].

O mecanismo da fadiga compreende as seguintes fases sucessivas: iniciação da fissura de fadiga, propagação da fissura e rotura final. A iniciação de uma fissura verifica-se normalmente à

superfície do corpo, visto que a concentração de tensões é máxima nesses locais. [29]. É necessário depois, que haja uma propagação macroscópica (visível à vista desarmada) da fissura. Para que se verifique fadiga, é portanto necessário que haja nucleação de uma fissura numa determinada região do material e que haja, posteriormente, propagação dessa fissura, podendo conduzir a uma rotura final [11]. O cálculo da vida à fadiga e consequente dano provocado na estrutura depende, entre outros, do tipo e amplitude de carga a que a estrutura está sujeita e ainda, das propriedades do material utilizado.

2.5.2. Características dos carregamentos

A fadiga ocorre quando existem solicitações dinâmicas, ou seja, quando o carregamento aplicado a uma estrutura varia ao longo do tempo. O carregamento que origina a fadiga tem diferentes designações, tal como representado na Figura 2. 31, dependendo do valor assumido pela razão de tensão (eq.2.22). As cargas podem ainda ser classificadas de amplitude constante (Fig.2.31) ou variável, abordando-se este tema em maior detalhe na secção 2.5.4. Os valores característicos do carregamento dinâmico (Figura 2. 32) são calculados pelas equações 2.19, 2.20, 2.21 e 2.22.

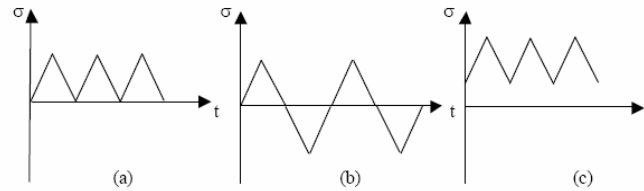


Figura 2. 31 - Tipo de carregamento (a) Pulsante, (b) alternado, (c) repetido [18]

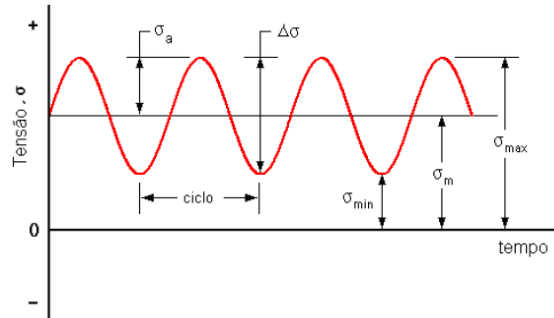


Figura 2. 32 - Representação das características de um carregamento de amplitude constante [29]

$$\text{Tensão média: } \sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} \quad (\text{eq. 2. 19})$$

$$\text{Gama de tensão: } \Delta\sigma = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \quad (\text{eq. 2. 20})$$

$$\text{Amplitude de tensão: } \sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} \quad (\text{eq. 2. 21})$$

$$\text{Razão de tensão: } R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (\text{eq. 2. 22})$$

2.5.3. Curva S-N

Entre outros factores, a influência do material, da tensão aplicada e da geometria da estrutura na vida à fadiga pode ser identificada, pela determinação e análise da sua curva S-N (Curvas Tensão vs Número de ciclos). Para o projecto de construção de um componente mecânico, pode ser necessário projectá-lo à fadiga, utilizando-se para o efeito as curvas S-N.

Para a obtenção da curva S-N, é necessário ter em conta certos procedimentos. Numa primeira fase, são realizados ensaios experimentais, que consistem em registar o número de ciclos necessários até à rotura dos provetes. Cada provete é submetido a uma tensão variável de amplitude constante durante o ensaio, definindo-se o valor da gama de tensão e da tensão média a que o ensaio será realizado. Outro aspecto que pode ser importante considerar são as condições ambientais do ensaio, p.e. em solução salina, a alta ou baixa temperatura. O ensaio termina quando ocorre a fractura do provete, ou então, quando o número de ciclos for suficientemente longo (10^7 ou 10^8 no caso do alumínio) para que se considere que não deverá ocorrer fractura do material para a grande maioria das aplicações, considerando-se que o ensaio tem vida infinita [11].

Alguns dados experimentais de uma curva S-N [30] podem ser vistos na Figura 2. 33. As setas significam que, em alguns provetes, não ocorreu fractura até aos 10^7 ciclos, considerando-se que esses ensaios tiveram vida infinita. A curva apresentada, tal como a grande maioria das curvas S-N determinadas, apresenta dispersão de dados, sendo necessário tratá-los estatisticamente de forma a obter uma curva S-N média e os seus limites superior e inferior, correspondentes a diversas probabilidades de sobrevivência/falha.

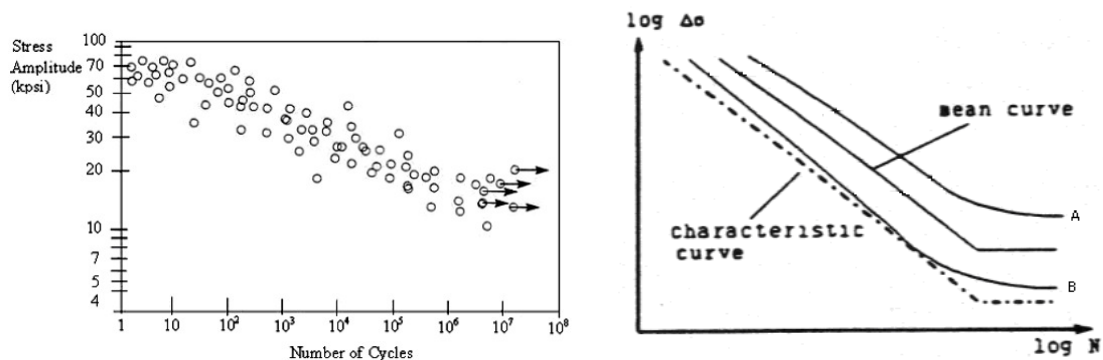


Figura 2. 33- Obtenção experimental da curva S-N [30]

Entre as curvas A e B (Figura 2. 33), estão todos os pontos obtidos nos ensaios experimentais, sendo a curva média resultante da passagem de uma recta pelos valores médios de resistência à fadiga obtidos para cada nível de tensão aplicado. A curva característica, representada na Figura 2. 33, é paralela à curva média, e pode ser utilizada para o cálculo da fadiga, quando se assume que existe grande probabilidade de sobrevivência do provete em estudo [30].

Analisando as curvas S-N verifica-se que, quanto maior a tensão aplicada, menor irá ser o número de ciclos de vida de determinada estrutura. Caso seja aplicada uma tensão durante um

determinado número de ciclos, maior do que aquele que caracteriza a resistência à fadiga, ocorrerá falha estrutural, conforme o esquematizado na Figura 2. 34.

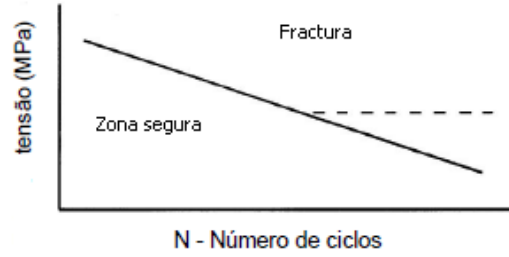


Figura 2. 34 - Curva S-N [29]

Independentemente das condições do ensaio para obtenção das curvas S-N, estas devem ser corrigidas aquando da utilização noutras análises de fadiga, uma vez que nas situações de uso real, as condições podem não ser as que se encontravam nos corpos de prova, quando submetidos aos ensaios. Tais correcções são feitas através da eq. 2.23 [29].

Para além da tensão média, é necessário ter em conta alguns coeficientes de redução da tensão limite de fadiga (equação 2.23).

$$K_{Total} = K_s \times K_d \times K_{fb} \times K_T \quad (\text{eq. 2. 23})$$

Onde:

K_s = Coeficiente de acabamento superficial

K_d = Coeficiente de dimensão

K_{fb} = Coeficiente de fiabilidade

K_T = Coeficiente de temperatura

A influência de todos estes factores será abordada, uma a uma, nas secções seguintes.

A tensão limite de fadiga (σ_{f0}) é influenciada pelos factores anteriores, como indicado na equação 2.24.

$$\sigma'_{f0} = K_{Total} \times \sigma_{f0} \quad (\text{eq. 2. 244})$$

Onde:

σ'_{f0} = Tensão limite de fadiga corrigida para o detalhe que se pretende estudar

- **Influência da fiabilidade**

Assumindo que a tensão limite de fadiga é definida a partir das curvas médias S-N do material, ou seja, que existe uma probabilidade de sobrevivência de 50% ($K_{fb} = 1$), caso se queira obter uma maior fiabilidade, a tensão limite de fadiga deve ser reduzida através da aplicação de um valor de coeficiente de fiabilidade inferior à unidade. Em projecto é desejável que a fiabilidade seja o maior possível, de forma a reduzir o risco de rotura [27].

- **Influência da tensão média**

A variação da tensão média tem influência na tensão limite de fadiga, podendo esta aumentar ou diminuir, dependendo do valor da tensão média do ensaio. Se a curva S-N foi obtida para uma solitação alternada ($\sigma_m = 0$), essa curva S-N não pode definir, por exemplo, a curva de resistência à fadiga de um ensaio com solitação pulsada ($\sigma_m \neq 0$), ou seja, sempre que a análise seja realizada com tensão média diferente da utilizada na obtenção da curva S-N, é necessário corrigi-la como indica a Figura 2. 35.

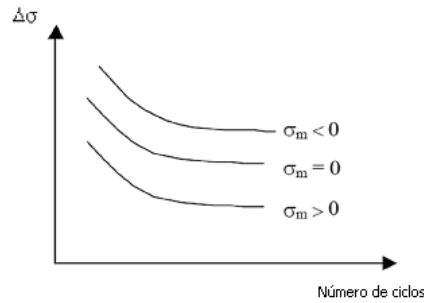


Figura 2. 35 - Correção das curvas S-N devido à tensão média [31]

Existem várias teorias para traduzir matematicamente estas alterações. Algumas delas são representadas pelas equações 2.25, 2.26 e 2.27, segundo os critérios de *Soderberg*, *Goodman* e *Gerber*, respectivamente. O valor de σ''_{f0} corresponde ao valor da tensão limite de fadiga do detalhe em estudo, corrigida de acordo com a tensão média aplicada.

$$\text{Soderberg} \Rightarrow \sigma''_{f0} = \sigma'_{f0} \times \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_c} \right) \quad (\text{eq. 2. 25})$$

$$\text{Goodman} \Rightarrow \sigma''_{f0} = \sigma'_{f0} \times \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right) \quad (\text{eq. 2. 26})$$

$$\text{Gerber} \Rightarrow \sigma''_{f0} = \sigma'_{f0} \times \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right)^2 \right] \quad (\text{eq. 2. 27})$$

Estas estão representadas na Figura 2. 36, onde é indicada a relação entre a amplitude de tensão e a tensão média para os diferentes critérios utilizáveis.

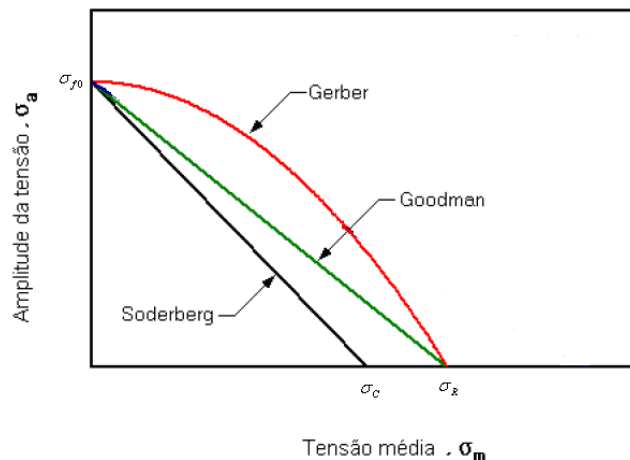


Figura 2. 36 - Critérios que para correcção devido tensão média [18]

O critério de *Soderberg* é o mais conservativo e relaciona a tensão limite de fadiga com a tensão de cedência do material, como verificado na Figura 2. 36 [28]. Nos restantes critérios, a relação é feita de acordo com a tensão de rotura do material, sendo o critério de *Gerber* aquele que permite valores maiores de tensão, sem ocorrer fractura. No caso do par de valores (σ_a, σ_m) ficar para lá da linha que delimita cada critério, existe risco de rotura por fadiga.

- **Influência do acabamento superficial**

Um acabamento superficial deficiente favorece a nucleação de fendas de fadiga e reduz a resistência à fadiga, ou seja, quanto pior o acabamento superficial menor será a vida de uma estrutura. Na definição de uma tensão admissível à fadiga, o acabamento superficial é tido em conta através da multiplicação por um parâmetro de valor inferior à unidade (Figura 2. 37). Este coeficiente está directamente relacionado com a resistência do material e com o processo de fabrico utilizado. O coeficiente de acabamento superficial pode ser determinado pela Figura 2. 37 [27, 28].

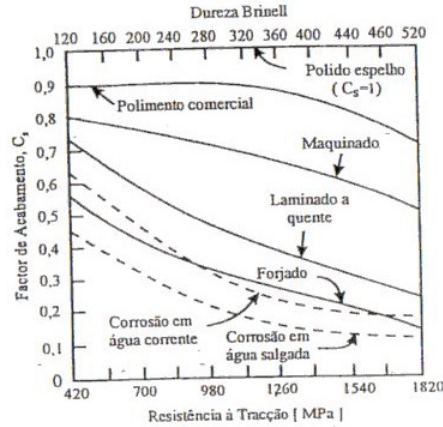


Figura 2. 37 - Relação do factor de acabamento com a tensão de rotura e processo de fabrico utilizado [28]

- **Influência da temperatura**

Os materiais que constituem as estruturas ou componentes mecânicos sujeitos a temperaturas elevadas, apresentam valores de tensão limite de fadiga inferiores aos obtidos à temperatura ambiente, facilitando o aparecimento de fissuras [27].

- **Influência da dimensão**

O coeficiente de dimensão tem em conta o efeito das dimensões da peça no valor limite de fadiga do material. A resistência à fadiga será tanto menor quanto maior forem as dimensões da peça, ou seja, quanto maior for a peça, menor valor assumirá o coeficiente de dimensão [28, 32], K_d (eq. 2.23).

2.5.4. Espectros reais

Os espectros reais são, na grande maioria dos casos, caracterizados por carregamentos de amplitude variável (Figura 2. 38) [33].

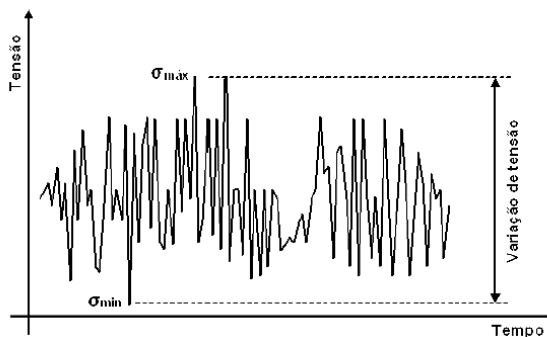


Figura 2. 38 - Espectro de carga real [29]

No caso em estudo, a solicitação de ondulação marítima, aproximar-se-á do carregamento da Figura 2. 38. Como não se trata de uma solicitação de amplitude constante, nem de frequência constante, tem de se recorrer ao método de contagem de *Rainflow* [33] para transformar um espectro de carregamento de amplitude variável em vários blocos de n_i ciclos com amplitude constante.

2.5.4.1. Método de contagem de *Rainflow*

O método de contagem de ciclos de *Rainflow* é muito utilizado para fazer a análise de dados de fadiga de espectro de amplitude variável, de forma a determinar o número de ciclos e as gamas de tensão de amplitude constante que podem ser extraídas do espectro de tensões inicial (Figura 2. 39). O seu nome é devido à analogia que existe com a queda duma gota de água ao longo dum telhado de pagode [33].

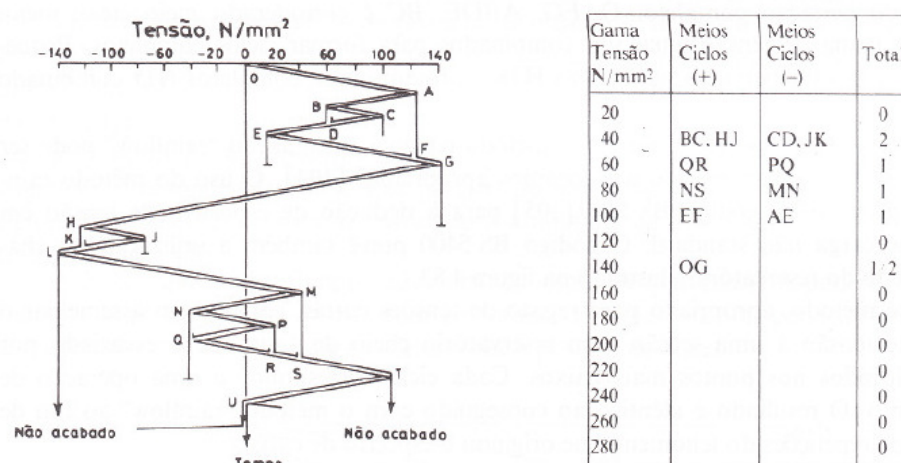


Figura 2. 39 - Representação da aplicação do método de *Rainflow* [33]

De forma a realizar a contagem do número de ciclos aplicado, o eixo do tempo é colocado na posição vertical (como representado na Figura 2. 39), substituindo os picos e vales do espectro, por um espectro com a forma em dentes de serra. Os picos e vales são identificados com letras maiúsculas. A água pode escorrer tanto da direita para a esquerda, como da esquerda para a direita. O início e o fim de cada caminho de escoamento, define as extremidades de metade de um ciclo, podendo o caminho iniciar-se, tanto nos picos, como nos vales. A gota inicia o seu movimento no ponto 0, percorrendo o primeiro telhado até atingir um pico ou um vale; nesse momento a gota cai verticalmente até atingir outro telhado e o processo é repetido até que uma das duas condições seguintes seja satisfeita [33]:

- Uma gota, movendo-se ao longo de um telhado, pára se se cruzar com uma gota que cai de um telhado acima;

- Uma gota que cai de um pico ou de um vale, termina o seu percurso, se a gota ao cair, passar num pico que é mais positivo do que o início do percurso, ou de um vale que é mais negativo do que o início do percurso, respectivamente.

Um percurso não é iniciado antes de o anterior ter terminado. Meios ciclos, com gama de tensão igual, são combinados para formar ciclos completos. Pequenas interrupções do percurso, tais como HJK, formam ciclos completos (HJ combinando com JK).

A vantagem deste método é o facto de considerar que as variações de tensão ocorrem ao longo do tempo. Esta contagem de ciclos pode ser realizada em computador, recorrendo a algoritmos apropriados.

2.5.5. Regra do dano acumulado de Palmgren-Miner

Sabendo a amplitude de tensão, tensão média e o número de ciclos a que a estrutura é sujeita, pode-se determinar o dano aplicado. A sequência de passos a realizar para o cálculo do dano é identificada na Figura 2. 40 [16].

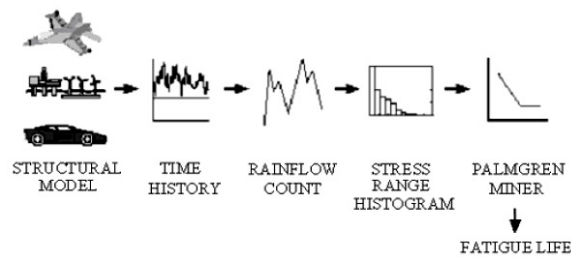


Figura 2. 40 Sequência na obtenção da vida da estrutura [16]

Caso o número de ciclos aplicado seja maior que o admissível, ocorre falha da estrutura. Isto é verificado usando a regra do cálculo do dano linear de Palmgren-Miner (equação 2.28), que consiste em admitir que o dano pode ser calculado pelo quociente entre o número de ciclos aplicado (n) e o número de ciclos de resistência à fadiga (N), como mostra a Figura 2. 41.

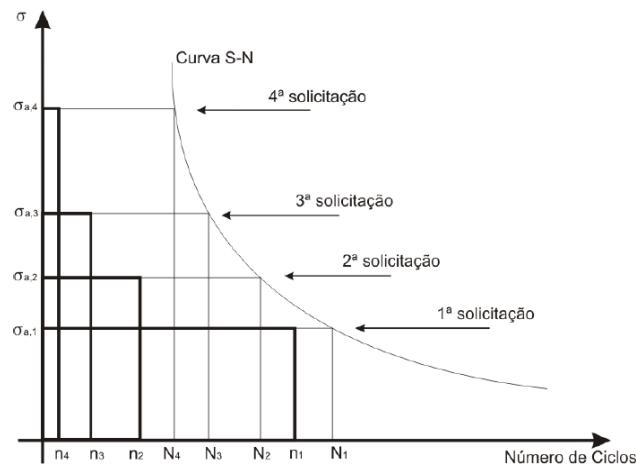


Figura 2. 41 - Curva S-N na obtenção do dano [31]

Considera-se que ocorre rotura por fadiga, quando o somatório do dano acumulado é igual à unidade [33].

$$\sum \frac{n}{N} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} = Dano > 1 \Rightarrow rotura \quad (\text{eq. 2. 28})$$

Pode-se ainda recorrer à regra do dano progressivo (equação 2.29) [31], que prevê que à semelhança da regra de dano linear, o dano acumulado é calculado a partir da soma dos danos parciais, mas tomando em conta não só a relação de número de ciclos. Este método, determina cada parcela do dano através da relação entre o número de ciclos aplicado n , sob uma tensão σ e a vida esperada N . Nesta regra, além de se considerar a ordem do carregamento, esta assume que o histórico dos danos acumulados, em cada parcela, é importante na estimativa de vida de um componente mecânico, reduzindo o dano total caso os carregamentos que provoquem menor dano sejam aplicados em primeiro lugar, havendo uma menor propagação do dano [31].

$$D = \frac{n_1 \cdot \text{Exp}\left(\frac{\sigma_{a,1} - \sigma_{a,0}}{\sigma_{a,1}}\right)}{N_1} + \frac{n_2 \cdot \text{Exp}\left(\frac{\sigma_{a,2} - \sigma_{a,1}}{\sigma_{a,2}}\right) \cdot D_1}{N_2} + \frac{n_3 \cdot \text{Exp}\left(\frac{\sigma_{a,3} - \sigma_{a,2}}{\sigma_{a,3}}\right) \cdot D_1 \cdot D_2}{N_3} + \frac{n_4 \cdot \text{Exp}\left(\frac{\sigma_{a,4} - \sigma_{a,3}}{\sigma_{a,3}}\right) \cdot D_1 \cdot D_2 \cdot D_3}{N_4} \quad (\text{eq. 2. 29})$$

Os valores de D_1, D_2, \dots, D_n , correspondem ao dano de cada parcela da eq. 2.29.

Este método, é menos utilizado do que a regra de dano linear, que tem tido bastante aceitação no meio científico pelos seus resultados e facilidade de utilização.

3. MODELAÇÃO DA ANTEPARA

Como referido na secção 2.2.4, optou-se pela modelação da Antepara nº 21 devido ao facto desta estrutura estar sujeita às cargas de serviço consideradas mais elevadas induzidas no navio em estudo. Tem ainda a vantagem de ter fácil acessibilidade para colocação de instrumentação. A Antepara nº 21, doravante designada por Antepara (Figura 3. 1), está localizada entre a casa das máquinas (a ré) e os tanques de combustível (a vante). Esta tem como principal função manter a forma exterior do navio, garantindo ainda a estanqueidade dos vários compartimentos do navio na situação de ocorrência de inundações.

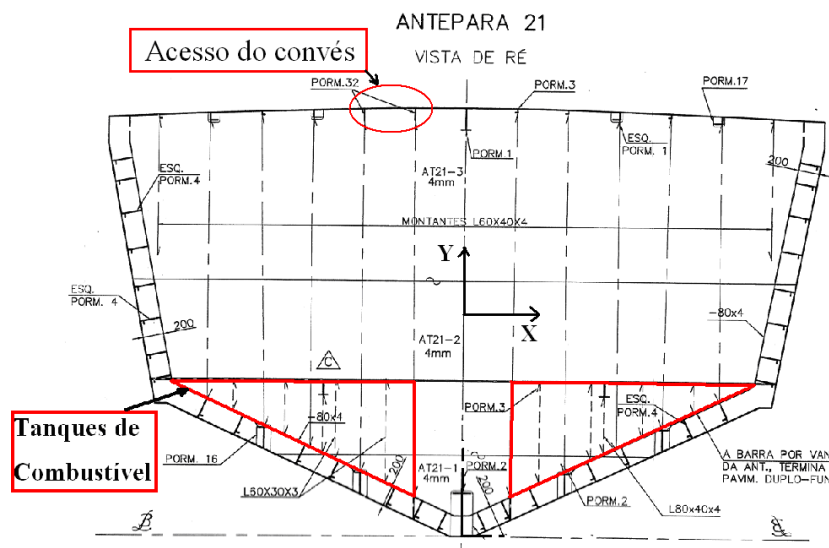


Figura 3. 1- Corte da Antepara nº21 [1]

A Antepara foi modelada tridimensionalmente (Figura 3. 2) no *software Solidworks*, com o objectivo de se efectuarem análises estruturais utilizando o MEF, através da utilização de programas computacionais como o *Ansys e Workbench*. O modelo apresentado na (Figura 3. 2) corresponde a uma secção transversal do navio (Antepara nº 21), a que se adicionaram os reforços e detalhes estruturais de outras zonas adjacentes à Antepara (modelado a partir de 300 mm a ré e vante da Antepara). Optou-se pela modelação de toda a Antepara, ao invés de se modelar apenas metade, devido à assimetria provocada pelo acesso ao convés (Figura 3. 3), onde se situa uma escada.

A Antepara foi modelada através de superfícies, facilitando desta forma a utilização de elementos finitos de tipo placa / casca nos *softwares* de análise pelo MEF.

Os reforços colocados ao longo da Antepara são bastante importantes na construção naval, permitindo reduzir a deformação total das estruturas, aumentando a rigidez com a menor massa possível. Algumas razões para a distribuição, dimensão e geometria dos reforços presentes na Antepara são:

- Tendência de simetria na colocação dos reforços, facilitando o dimensionamento e a sua colocação, sendo que são colocados geralmente com o mesmo espaçamento; Há um elevado número de reforços na zona inferior da Antepara onde se situam os tanques de combustível (Figura 3. 4), o que diminui o efeito da pressão hidrostática e hidrodinâmica do combustível sobre a Antepara, além de ajudar a resistir ao aquebramento e torção passíveis de serem aplicados na estrutura e cujas tensões induzidas são de máximo valor na zona periférica da Antepara;
- Os detalhes estruturais usados nas conexões entre os reforços transversais e longitudinais (esquadros, exemplificado na Figura 3. 5) são projectados cuidadosamente para evitar descontinuidades e realizar uma transição adequada das cargas, evitando a concentração de tensões e tornando a estrutura mais resistente aos esforços de aquebramento e torção;
- A chapa, ao longo do costado, tem diferentes espessuras, aumentando a sua espessura à medida que se aproxima do fundo do navio, permitindo uma maior resistência do navio às cargas aplicadas devido à pressão do mar, sendo ainda útil para resistir a eventuais choques.

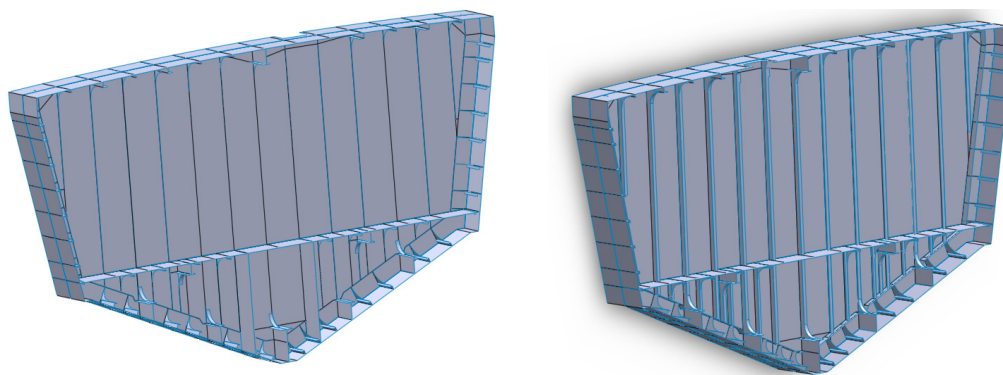


Figura 3. 2- Vista de vante (esq.) e vista de ré (dir.) da Antepara nº21

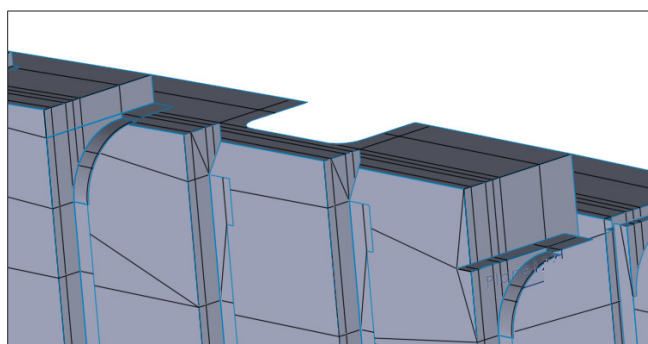


Figura 3. 3 – Acesso ao convés

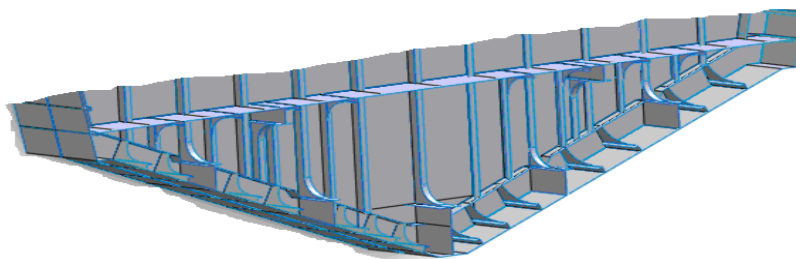


Figura 3. 4 – Pormenor da zona inferior da Antepara

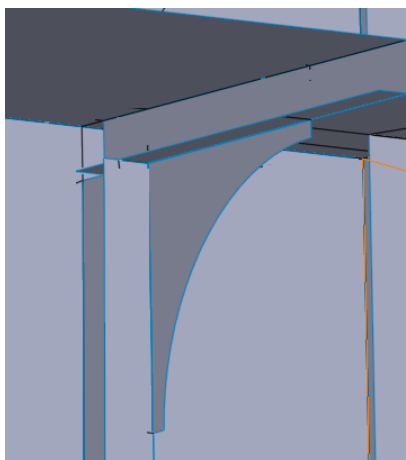


Figura 3. 5 – Esquadro

De realçar, alguns valores importantes das características da Antepara, tais como a massa, M , e os segundos momentos de área, I_x , I_y , I_z , em relação ao centróide, que se situa 1,75 m acima da quilha.

$$I_x = 480m^4; I_y = 1197m^4; I_z = 1665m^4; M = 423kg$$

4. VALIDAÇÃO NUMÉRICA

No presente capítulo trata-se da validação do *software Workbench*, utilizado na dissertação para fazer a análise estrutural e o cálculo da vida à fadiga da Antepara.

4.1. Análise estrutural da Antepara nº 21

Neste sub-capítulo apresentam-se os resultados da análise estrutural da Antepara nº21 pelo MEF, realizada nos *softwares Ansys e Workbench*. A Antepara foi sujeita às cargas consideradas da secção 2.2.4.

4.1.1. Definição da malha

Na definição de uma malha de elementos finitos existem vários parâmetros importantes, sendo dois deles: o tipo de elementos finitos utilizados e o grau de refinamento da malha. O tipo de elementos da malha varia, não só com o tipo de estudo que se pretende realizar, mas também com a geometria do objecto. O refinamento da malha, além de também depender da geometria do componente que se pretende analisar, varia com o grau de precisão pretendido para o estudo. Deste modo, quanto mais fina for a malha, maior terá de ser a capacidade de processamento do computador e o tempo de cálculo da simulação no *software* será maior, sem que tais ónus tragam necessariamente vantagens relevantes.

Para as simulações numéricas, ficou definida a utilização do tipo de elemento *Shell 181* (Figura 4. 1). Este elemento, de tipo placa e com 4 nós, tem seis graus de liberdade por nó, admitindo translações nos nós nas direcções x, y, e z, e rotações em torno dos eixos x, y e z. Este elemento permite a simulação de modelos de material elástico, podendo as simulações serem lineares ou não-lineares.

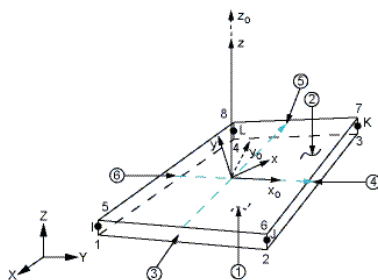


Figura 4. 1- Elemento shell 181

A capacidade do elemento para modelar curvaturas é considerada pequena, devido à sua composição de 4 nós, quando comparada com outros elementos, por exemplo, de 8 nós. Um elemento de 8 nós permite modelar com maior perfeição, geometrias com curvatura. Contudo, o acréscimo de esforço computacional, que poderá resultar da utilização de elementos com 8 nós, pode não resultar numa melhoria substantiva dos resultados obtidos [19]. Como o modelo estava limitado à utilização de 32000 nós, devido à utilização da versão estudante do *software Ansys*, foi necessário encontrar um compromisso entre a qualidade dos resultados e a capacidade do computador para realizar o cálculo com a malha utilizada. Deste modo, optou-se pela utilização de um elemento de 4 nós (shell 181), com um tamanho de aresta de 50 mm, tendo-se obtido um número de nós próximo de 23000 (Figura 4. 2). O resultado final foi uma malha refinada, tendo em consideração as dimensões da Antepara modelada e dos detalhes estruturais que a compunham, permitindo obter os gradientes de tensão nos locais com concentração de tensões.

No *software Workbench* também foi definida uma malha com elementos finitos de tipo placa, com 50mm de aresta, sendo o resultado final semelhante ao obtido no *Ansys*. O número de nós e elementos era relativamente igual nos dois programas: 22872 nós e 23108 elementos no *Workbench* e 22341 nós e 22481 elementos no *Ansys* (Figura 4. 2).

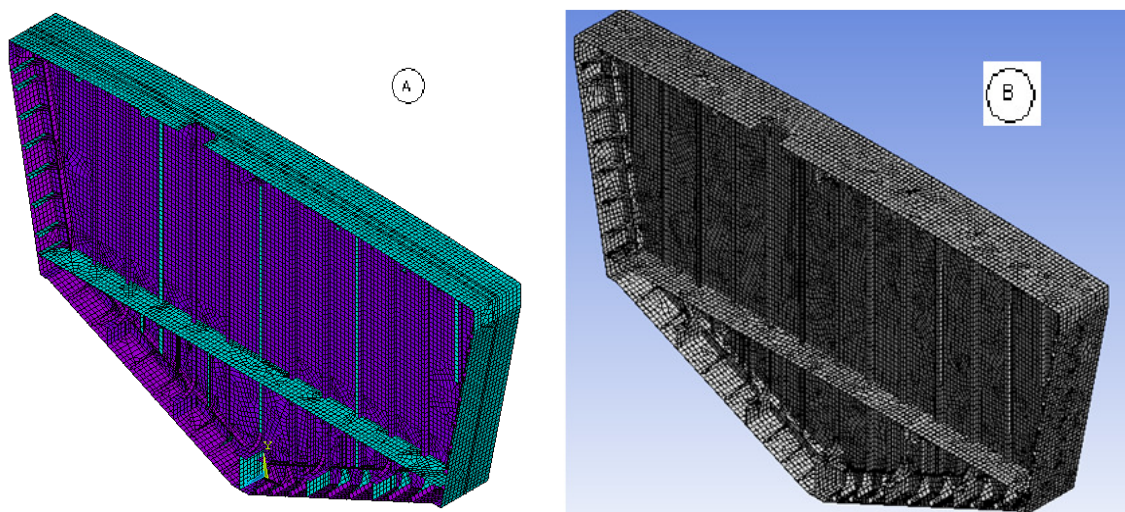


Figura 4. 2- Aplicação do MEF na Antepara nº21. Vista da malha de elementos finitos gerada no Ansys (A) e no Workbench (B), respectivamente.

A fase seguinte foi a verificação e correcção da conectividade da malha, de forma a evitar descontinuidades entre os elementos, como é evidenciado na Figura 4. 3, na ligação da chapa (1) ao reforço (2), perpendiculares entre si.

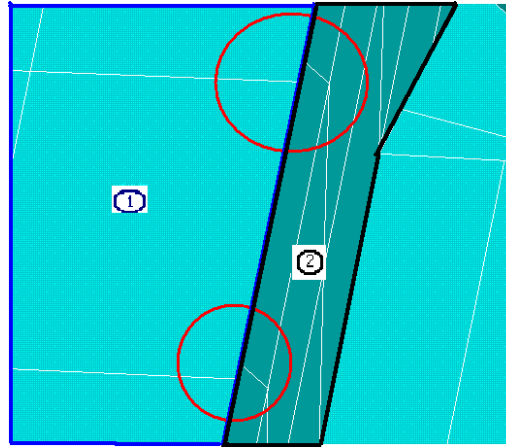


Figura 4. 3 - Descontinuidades na malha

O modelo do material da Antepara – alumínio – foi definido como linear elástico e isotrópico; $E = 70 \times 10^9 \text{ Pa}$; $\nu = 0,33$.

4.1.2. Condições de fronteira

A correcta definição de condições de fronteira – de acordo com a realidade física – é bastante importante em simulações numéricas, uma vez que os resultados podem diferir muito dependendo das condições de fronteira definidas.

No caso da Antepara, foi considerado que existia um encastramento em todo o perímetro do costado, 300 milímetros a ré e vante da Antepara, tal como indicado a vermelho na Figura 4. 4. O encastramento foi definido devido ao facto de, ao longo do perfil longitudinal do navio, existirem inúmeras secções transversais (balizas e Anteparas) que garantem o reforço do navio e asseguram esse mesmo encastramento.

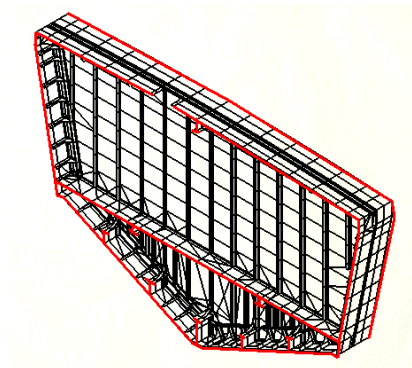


Figura 4. 4 Condição de fronteira da Antepara nº21

4.1.3. Carregamentos aplicados

Considerou-se importante perceber a contribuição de cada carga na indução de tensões e deformadas na Antepara. Desta forma, foram realizadas várias simulações tendo em consideração a aplicação de cargas “individualizadas”, verificando-se qual a resposta da estrutura.

Durante esta fase de validação dos programas computacionais utilizados e das competências do operador, optou-se por simplificar o processo de modelação e definir, quer no *Ansys* quer no *Workbench*, uma espessura de 4mm para toda a estrutura da Antepara, uma vez que é a espessura dominante da maior parte das chapas e reforços.

De forma a permitir uma melhor comparação dos resultados obtidos pelos dois *softwares* utilizados, foram retirados valores de tensão e deformada em cinco pontos localizados em zonas diferentes da Antepara, conforme mostra a Figura 4. 5. A localização destes pontos, em cada uma das simulações realizadas, foi escolhida de acordo com os seguintes critérios:

- Posição 1 – tensão máxima induzida num reforço devida aos carregamentos de alagamento e alquebramento;
- Posição 2 – tensão máxima induzida na chapa devida aos carregamentos de alagamento e alquebramento;
- Posição 3 – local próximo da quilha (zona crítica do navio);
- Posição 4 – tensão máxima induzida na estrutura devida à pressão exercida pelo combustível;
- Posição 5 – tensão máxima induzida na estrutura devida à pressão exercida pela água do mar;

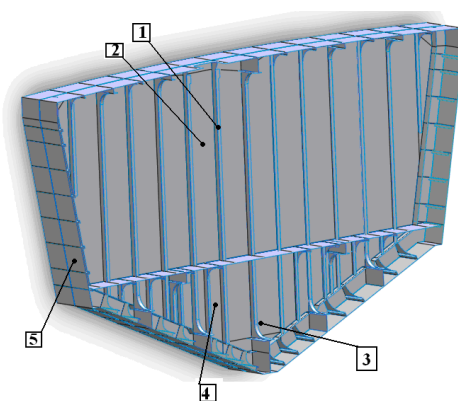


Figura 4. 5 - Indicação dos pontos com maiores esforços induzidos pelas cargas de serviço

- Alagamento

A pressão devida ao hipotético alagamento do compartimento estanque adjacente à Antepara nº 21, determinada na secção 2.2.4, considerou-se constante ao longo de toda a Antepara com o valor de 24635 Pa. A hipotética condição alagamento revelou ser a situação crítica no navio devido às

elevadas tensões e deformadas induzidas na estrutura. Pode-se constatar este facto através da análise dos valores obtidos para a deformação e tensões de *von Mises* efectuadas em *Ansys* e *Workbench* para este carregamento (Figura 4. 6 e Figura 4. 7, respectivamente).

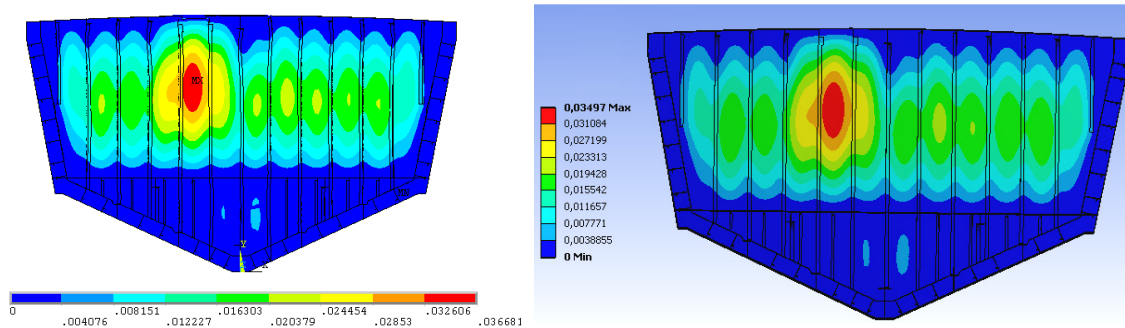


Figura 4. 6 - Distribuição de deslocamentos (m) na Antepara n° 21 devido à condição hipotética de alagamento. Deslocamentos obtidos através do *Ansys* (esq.) e do *Workbench* (dir.), respectivamente.

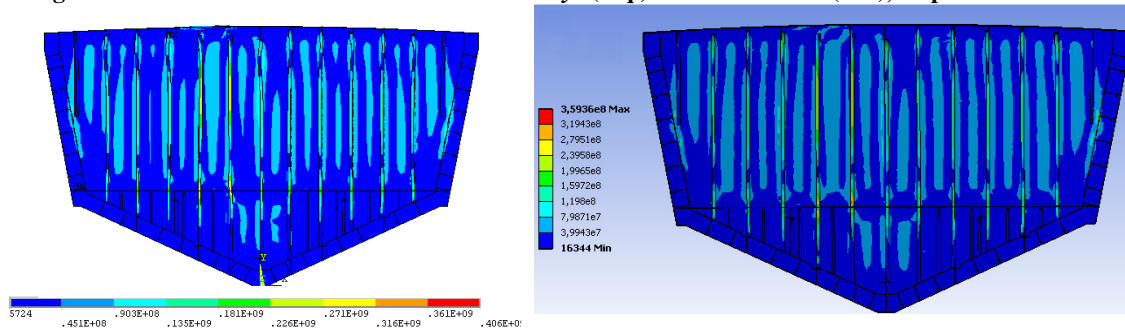


Figura 4. 7- Distribuição da tensão de *von Mises* (Pa) na Antepara n° 21 devido à condição hipotética de alagamento. Tensões obtidas através do *Ansys* (esq.) e do *Workbench* (dir.), respectivamente.

Fazendo uma comparação de valores entre as duas simulações, obtiveram-se os resultados da Tabela 4. 1, onde apenas são efectuadas as comparações dos pontos 1 e 2, uma vez que são os únicos relevantes para este carregamento, sendo que nos restantes os valores são quase nulos.

Tabela 4. 1- Comparação da deformação e tensão de *von Mises* devido ao alagamento

		Posição 1	Posição 2
Deformação (mm)	<i>Ansys</i>	24,45	36, 68
	<i>Workbench</i>	23,31	34,97
	Diferença (%)	4,8	4,6
Tensão <i>von Mises</i> (MPa)	<i>Ansys</i>	319	85
	<i>Workbench</i>	316	79
	Diferença (%)	1	7,5

Comparando os valores da Tabela 4. 1, verifica-se que se obtêm respostas praticamente iguais através da utilização dos dois *softwares*. Por último, de salientar que para uma análise mais correcta,

devia ter sido utilizado um modelo não linear do material, pois os valores máximos da tensão de *von-mises* calculados ultrapassam a tensão de cedência do material a meio do reforço vertical, no centro da Antepara, próximo das escadas de acesso ao convés. Contudo, não foi realizada esta análise, uma vez que o carregamento aplicado (constante) é conservativo, a espessura real de algumas placas/reforços é maior, a ocorrência deste tipo de carregamento é considerada hipotética e, mais importante, as cargas de serviço reais, que são muito mais importantes para a ocorrência, ou não ocorrência, de fenómenos de fadiga, são de valor muito inferior e estão limitadas ao regime linear elástico do modelo do material. Deste modo, interessa manter a análise com um modelo de material linear elástico, tal como foi realizado.

- **Contra-Alquebramento**

A forma considerada para a realização da simulação do contra-alquebramento aplicado na Antepara (eq. 4.1) é visível na Figura 4. 8., que representa a distribuição da tensão normal de flexão aplicada ao longo da direcção vertical da Antepara, provocada pelo momento-flector de contra-alquebramento, (M_{totsag} , eq. 4.1) calculado na secção 2.2.4. É ainda utilizado o valor do segundo momento de área (I_x), em torno do eixo x (eixo horizontal transversal ao navio), com o valor de 480 m⁴(valor apresentado no capítulo 3).

$$\sigma = \frac{M_{\text{totsag}}}{I_x} y = \frac{2053 \times 10^3}{480} y \quad (\text{eq. 4. 1})$$

Em que y é o valor da distância vertical medida em relação à fibra neutra da Antepara. A localização da tensão normal máxima aplicada, encontra-se na zona da quilha e na zona superior da Antepara, como se verifica através da Figura 4. 8.

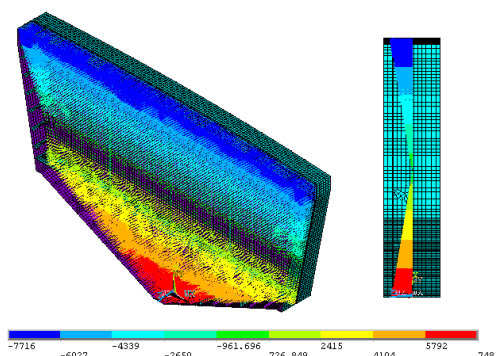


Figura 4. 8 Distribuição da tensão normal devido à flexão provocada pelo contra-alquebramento na Antepara nº 21

Realizadas as simulações, obtiveram-se aos resultados de deformação e tensão de *von Mises* apresentadas na Figura 4. 9 e Figura 4. 10, respectivamente.

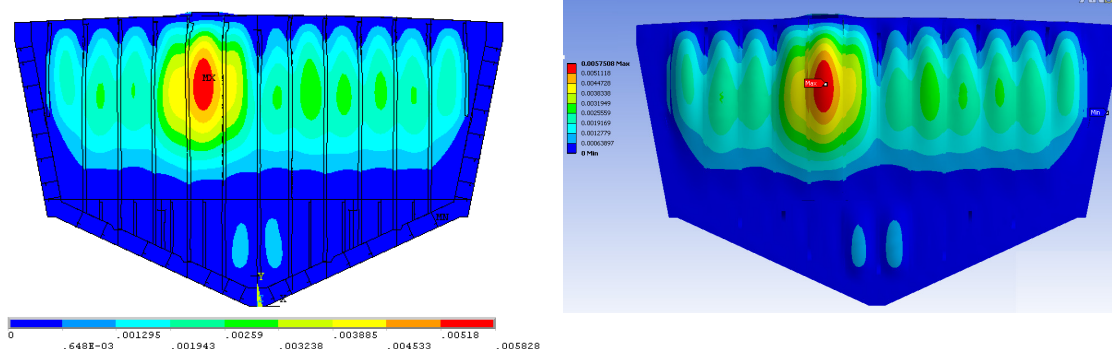


Figura 4. 9- Distribuição de deslocamentos (m) na Antepara n° 21, devido ao contra-alquebramento, obtida através do Ansys (esq.) e do Workbench (dir.), respectivamente.

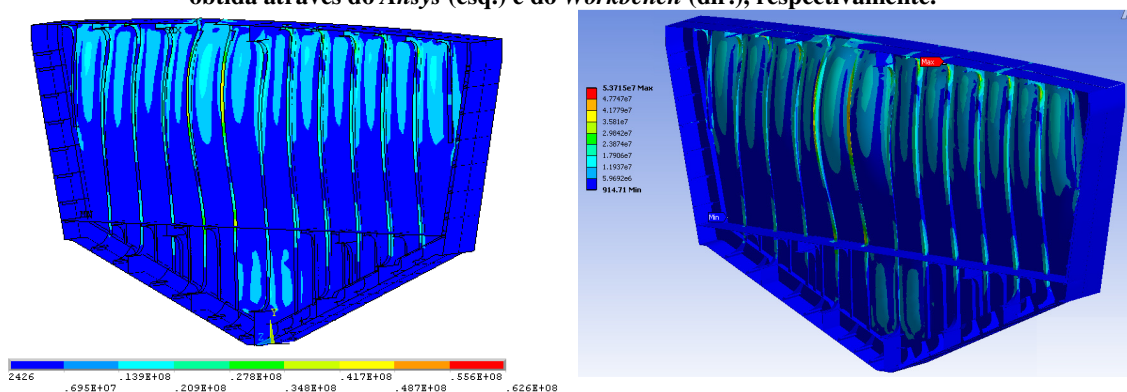


Figura 4. 10- Distribuição da tensão de von Mises (Pa) na Antepara n° 21 devido ao contra-alquebramento, obtida através do Ansys (esq.) e do Workbench (dir.), respectivamente

Comparando os valores dos pontos 1, 2 e 3 entre as duas simulações, chega-se aos resultados da Tabela 4. 2. Verifica-se que os *softwares* obtêm respostas praticamente iguais, com diferença de valores inferiores a, no máximo, 7% para a tensão de *von Mises* na posição 3. O valor máximo de deformação e tensão de *von Mises* situa-se no mesmo reforço referido aquando das simulações do alagamento.

Tabela 4. 2 – Comparação da deformação e tensão de von-mises devido ao contra-alquebramento

		Posição 1	Posição 2	Posição 3
Deformação (mm)	Ansys	4,53	5,82	0,066
	Workbench	4,47	5,75	0,063
	Diferença (%)	1,3	1,2	4,7
Tensão von Mises (MPa)	Ansys	55	16	7,1
	Workbench	53	15	6,6
	Diferença (%)	3,6	6,2	7

- **Pressão aplicada na parede do tanque de armazenamento de combustível**

A pressão aplicada na Antepara pelo combustível contido nos tanques (quando se encontram totalmente cheios) é perceptível na Figura 4. 11. A carga aplicada está de acordo com os cálculos efectuados no subcapítulo 2.2.4, sendo que quanto maior a profundidade do tanque, maior a pressão exercida.

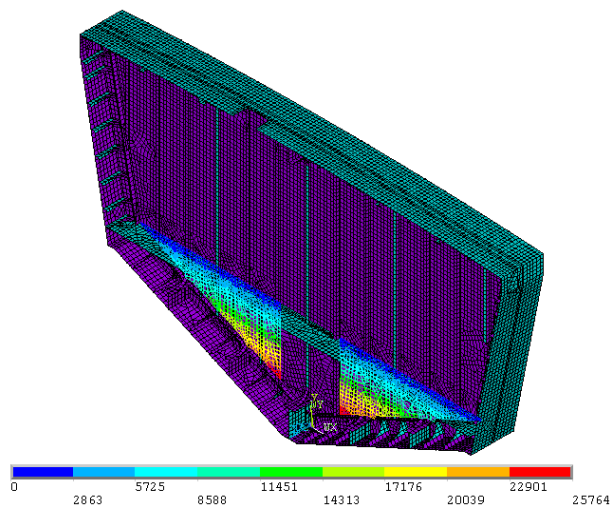


Figura 4. 11 - Distribuição da pressão do combustível na Antepara nº 21

Com a realização da simulação numérica obtiveram-se os resultados da deformação e tensão de *von Mises* presentes na Figura 4. 12 e Figura 4. 13., respectivamente. Comparando, mais uma vez, as duas simulações, no ponto 4, chega-se aos resultados da Tabela 4. 3. É verificada uma correspondência entre as respostas das duas simulações, pelo que se consideram validadas as simulações nos dois *softwares*.

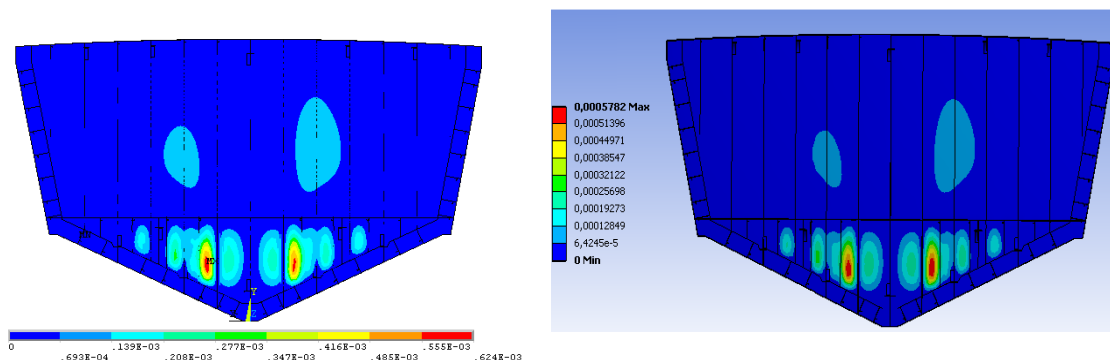


Figura 4. 12 – Distribuição de Deslocamentos (m) na Antepara nº 21 devido à pressão do combustível, obtidos através do Ansys (esq.) e do Workbench (dir.), respectivamente

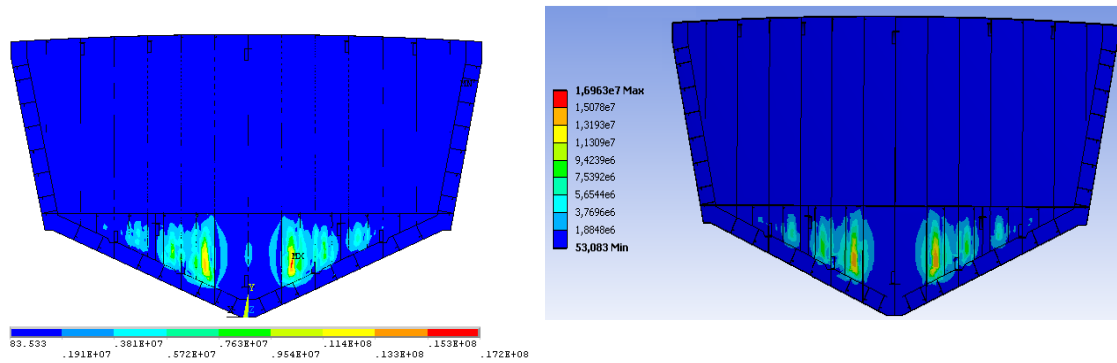


Figura 4. 13 Distribuição da tensão de *von Mises* (Pa) na Antepara nº 21 devido à pressão do combustível obtidos através do *Ansys* (esq.) e do *Workbench* (dir.), respectivamente

Tabela 4. 3 - Comparação da deformação e tensão de von-mises devidas à pressão do combustível

		Posição 4
Deformação (mm)	<i>Ansys</i>	0,624
	<i>Workbench</i>	0,578
	Diferença (%)	7,3
Tensão <i>von Mises</i> (MPa)	<i>Ansys</i>	17,2
	<i>Workbench</i>	16,9
	Diferença (%)	1,2

O local de maior deformação e tensão de *von-mises* está situado próximo do local de pressão hidrostática máxima aplicada, próximo dos limites laterais do tanque.

- **Sobreposição de carregamentos**

Conhecido o resultado da aplicação de cada carregamento na Antepara, é importante saber o efeito na tensão e deformação decorrente da sobreposição do conjunto das cargas de serviço calculadas - contra-alquebramento, pressão do mar e combustível. Aplicando todas as cargas no *software Ansys* e utilizando as espessuras correctas em toda a estrutura, seguindo o que é indicado na Figura 4. 14, chega-se aos resultados da Figura 4. 15 e que se encontram sintetizados na Tabela 4.4. De forma a ter uma percepção mais explícita das componentes de deslocamento e distribuição de tensões obtidas na Figura 4.15, quando as espessuras da Antepara são as reais, foram realizadas simulações, individualizando as cargas, apresentando-as no anexo 1.

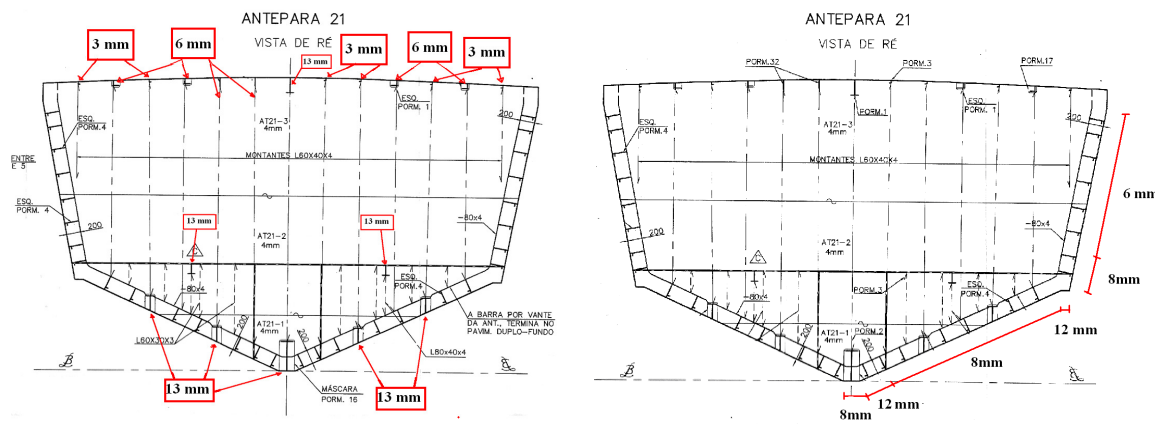


Figura 4. 14 – Indicação das espessuras das chapas dos reforços e do costado diferentes de 4mm

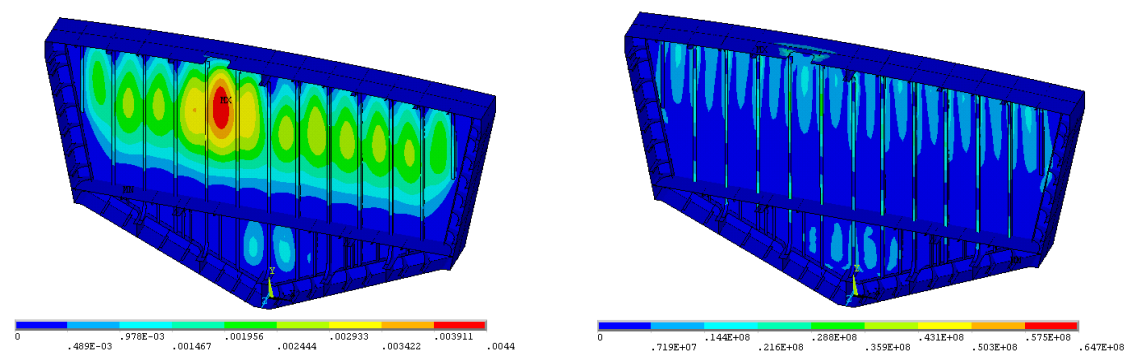


Figura 4. 15 - Distribuição do deslocamento (m), à esquerda, e da tensão de *von Mises* (Pa), à direita, na Antepara nº 21, após sobreposição de todas as cargas de serviço

Tabela 4. 4 Contribuição de cada carga de serviço na sobreposição total

		Posição 1	Posição 2	Posição 3	Posição 4	Posição 5
Deslocamento (mm)	Contra- alquebramento	3	4,4	0,5	-----	-----
	Combustível	-----	-----	-----	0,6	-----
	Mar	-----	-----	-----	-----	0,092
	Sobreposição	3,1	4,43	0,5	0,6	0
Tensão <i>von Mises</i> (MPa)	Contra- alquebramento	36	10	8	-----	-----
	Combustível	-----	-----	-----	16,7	-----
	Mar	-----	-----	-----	-----	4,1
	Sobreposição	36,2	10,4	8	16	4

Nos reforços verticais, da zona de acesso ao convés, a espessura é de 6mm, maior que os 4 mm utilizados na validação (Tabela 4.2), fazendo com que a tensão na posição 1, passasse de 55 MPa para 36 MPa, sob a acção do contra-alquebramento, evidenciando-se a diferença da utilização de

reforços mais resistentes. Da observação da Tabela 4.4, infere-se também que os valores de deslocamento e tensão de *von Mises*, devidos ao carregamento de contra-alquebramento, são aproximadamente iguais aos valores de deformação e tensão obtidos após a aplicação da sobreposição dos carregamentos, evidenciando a preponderância do contra-alquebramento no nível de tensões e deformações máximas verificadas na estrutura.

4.1.4. *Análise e discussão de resultados*

Depois de realizadas as simulações numéricas, conclui-se que:

- Tanto no *software Ansys*, como no *Workbench*, obtêm-se valores de deslocamento e tensão de *von Mises* semelhantes para idênticos carregamentos impostos em ambos os programas, validando-se assim a realização das análises estruturais por qualquer um dos dois *softwares* utilizados;
- A Tabela 4. 4 evidencia a importância do contra-alquebramento perante os outros carregamentos, como se previa no capítulo 2, sendo este o carregamento que dá origem às tensões e deslocamentos de maior valor aplicados na estrutura;
- Prevvia-se inicialmente que a deformação máxima estivesse na zona imediatamente acima da quilha, não só por ser um local onde as tensões de aquebramento são mais intensas, mas também porque as tensões provocadas pela pressão do mar e pela pressão do combustível, estarem próximas desse local. A análise pelo MEF contraria esta hipótese, concluindo-se que a zona central da Antepara nº21, perto da escada de acesso ao convés, é a zona onde ocorre a deformação e a tensão máxima. Isto deve-se ao facto de existir um vão de grande dimensão nessa zona e de não haver na zona da escada, os esquadros de ligação dos reforços verticais à chapa do convés. A zona do fundo da Antepara, por estar bastante reforçada, não é uma zona tão crítica como se previa inicialmente;
- A Antepara não entra em regime plástico quando solicitada pelas cargas de serviço. Apenas na presença de um alagamento, os valores de tensão ficam próximos da tensão de cedência do material. Aquando da simulação do alagamento, quando se utilizam as espessuras reais da Antepara, as tensões no reforço central, próximo do acesso da escada, decrescem significativamente, passando de 319 MPa, quando as espessuras definidas foram de 4mm (situação não real), para 210 MPa (com as espessuras reais), não havendo numa situação real plastificação das ligas de alumínio.

4.2. Cálculo da vida à fadiga de um detalhe estrutural

Uma vez que um dos objectivos principais do trabalho era a determinação da vida à fadiga de um detalhe estrutural da lancha da classe *Centauro*, foi necessária a utilização de um programa que possibilitasse a obtenção desse valor. Optou-se pela utilização do *software Workbench* para realizar a análise pelo método dos elementos finitos e o cálculo de vida à fadiga do detalhe estrutural estudado.

Para validação do procedimento e dos cálculos de vida à fadiga e dano acumulado realizado pelo *software* escolhido, analisou-se uma estrutura simples, com dimensões conhecidas, sujeita a uma determinada pressão variável no tempo.

4.2.1. Cálculo por via analítica da vida à fadiga de um detalhe estrutural

O detalhe estrutural utilizado para validar o procedimento e o cálculo da vida à fadiga pelo *Workbench* foi uma barra prismática, em alumínio, com entalhes a meio da barra, correspondentes a transições suaves entre secções com diferentes alturas. Este detalhe pode ser visto na Figura 4. 16, onde se indicam as suas dimensões geométricas (em milímetros).

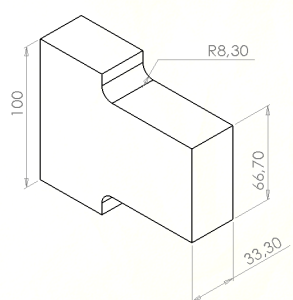


Figura 4. 16 - Dimensões geométricas do detalhe estrutural. Dimensões em [mm].

Antes de mais, é importante definir as características do alumínio utilizado, que como foi introduzido no capítulo 2, tem influência no cálculo da vida à fadiga.

- **Caracterização das propriedades mecânicas do material do detalhe estrutural**

O material utilizado é o alumínio, que está pré-definido no *software Workbench*. No cálculo analítico foram utilizadas as mesmas propriedades mecânicas definidas no *Workbench*, de forma a haver semelhança nos valores utilizados na análise numérica. As propriedades mecânicas do material, necessárias ao cálculo analítico são:

- Tensão de cedência (σ_c) = 280 MPa;
- Tensão de rotura (σ_R) = 310 MPa;
- Curva S-N

Como a curva S-N utilizada foi obtida para $R = -1$, ou seja, para $\sigma_m = 0$, conforme a Figura 4. 17, para carregamentos de razão de tensão diferente de $R = -1$, é necessário proceder à correcção da curva.

A tensão limite de fadiga (σ_{fo}), ou seja, a tensão para a qual a vida é infinita (considera-se 10^8 ciclos), é de aproximadamente 165 MPa de gama de tensão, ou 82,7 MPa de amplitude de tensão, retirando estes valores na Figura 4. 17.

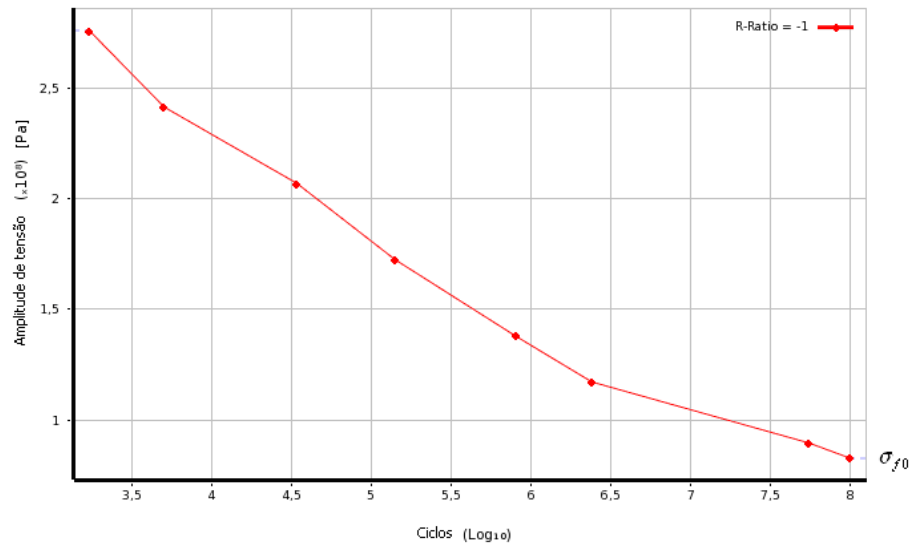


Figura 4. 17 - Curva S-N do alumínio para $R = -1$

À semelhança do efeito da tensão média sobre a curva S-N, também a geometria e maquinação do detalhe, bem como as características do material, influenciam a curva S-N e o valor da tensão limite de fadiga. Sabendo os valores dos vários coeficientes de redução, é possível determinar o novo valor da tensão limite de fadiga, determinando a curva S-N para o detalhe em estudo. Para a obtenção dos coeficientes, foram assumidas algumas características do detalhe, como:

- Os acabamentos são considerados maquinados e a sua resistência à tracção inferior a 420 MPa, correspondendo a um coeficiente de redução, $K_s = 0,8$. (pela Figura 2. 37);
- O coeficiente de dimensão, K_d , é igual a 0,93 [32];
- Considerando que a curva S-N da Figura 4. 17, foi determinada pela curva média dos pontos obtidos no ensaio de fadiga (50% probabilidade de sobrevivência), e admitindo uma fiabilidade de 90% para o detalhe estrutural, o coeficiente de fiabilidade será igual a 0,897, para um desvio padrão de 8% [28].
- Considera-se o coeficiente de temperatura igual a 1, uma vez que a temperatura na obtenção da curva S-N é igual à temperatura no ensaio do detalhe estrutural, ie. À temperatura ambiente.

Assim, o coeficiente de redução de vida à fadiga (K_{Total}), calculado pela equação 2.23, tem o valor de 0,645:

$$K_{Total} = K_s \times K_d \times K_{fb} \times K_T = 0,8 \times 0,93 \times 0,868 \times 1 = 0,645$$

Em consequência da aplicação do coeficiente de redução de vida à fadiga (K_{Total}), a curva original sofre um *offset*, levando a que, o detalhe estrutural para a mesma tensão aplicada, tenha uma menor vida à fadiga do que teria se fosse utilizada a curva S-N inicial (Figura 4. 17). A curva S-N do detalhe pode ser vista na Figura 4. 18.

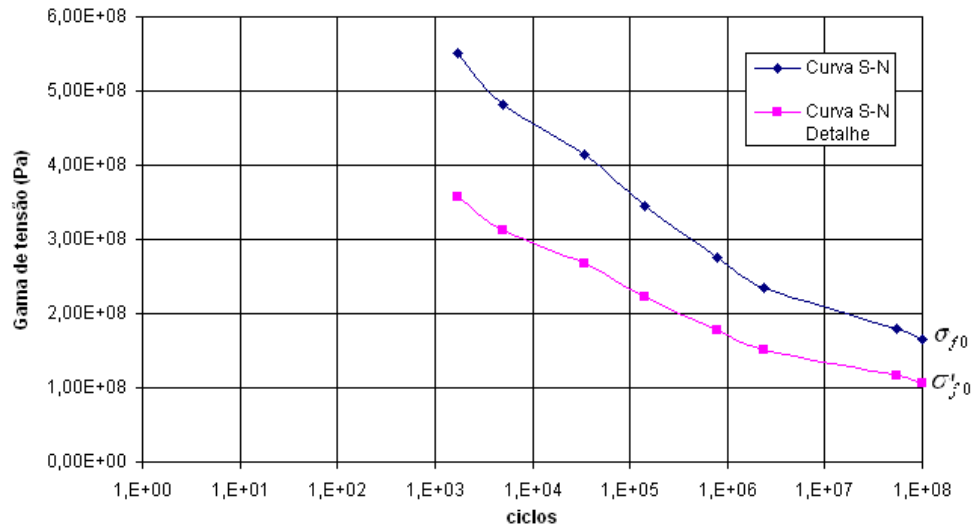


Figura 4. 18 - Aplicação do coeficiente de redução à fadiga à curva S-N do alumínio

Existem fórmulas empíricas (equações 4.2 e 4.3) que traduzem as curvas representadas na figura 4,18, permitindo o cálculo da vida à fadiga. As equações seguem as características intrínsecas à curva S-N, sendo elas o m e C , iguais a 9,12 e $1,72 \times 10^{81}$, respectivamente, no caso da curva S-N corrigida para o detalhe considerado. O coeficiente m é referente ao declive da curva S-N e o valor de C refere-se à ordenada na origem. A tensão limite de fadiga da curva S-N corrigida para o detalhe (σ'_{f0}) em estudo, calculada pela equação 2.24, tem o valor de 106,5 MPa.

$$\text{Log}(N) + 9,12 \text{Log}(\Delta\sigma) = \text{Log}(1,72 \times 10^{81}) \quad (\text{eq. 4. 2})$$

Ou ainda,

$$N = \frac{1,72 \times 10^{81}}{(\Delta\sigma)^{9,12}} \quad (\text{eq. 4. 3})$$

Definida a curva S-N, irão ser analisadas as características do carregamento aplicado.

- **Características dos carregamentos aplicados**

Para o estudo à fadiga do detalhe estrutural considerado, admitiu-se um carregamento por blocos, em que a tensão média de cada bloco era diferente de zero (Figura 4. 19, Tabela 4. 5) e os

carregamentos de maior intensidade eram os primeiros a ser efectuados. A ordem descendente da intensidade de tensão dos blocos é definida segundo a referência [10]. Estes blocos de carregamento foram aplicados com uma pressão P , uniformemente distribuída na face de menor área do detalhe estrutural, sendo a face de maior área, encastrada, como mostra a Figura 4. 20.

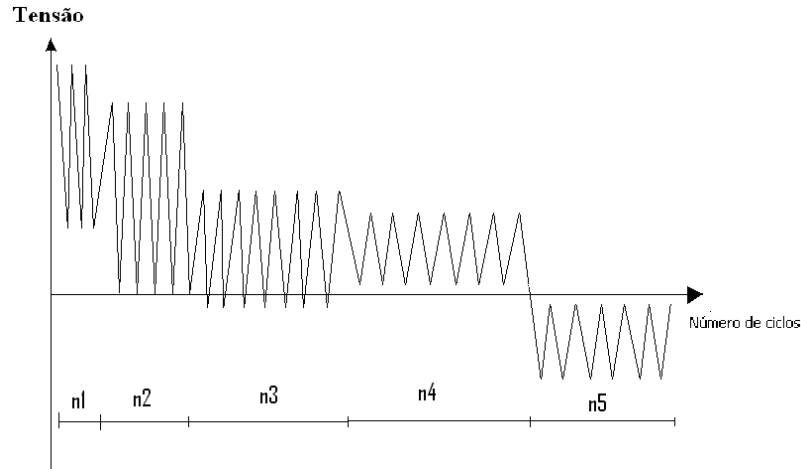


Figura 4. 19 - Carregamento aplicado (P) no detalhe estrutural

Tabela 4. 5 - Características do carregamento aplicado (pressão nominal)

Bloco	σ_{\min} (MPa)	σ_{\max} (MPa)	R	σ_m (MPa)	$\Delta\sigma$ (MPa)	n (ciclos)
1	20	80	0,25	50	60	20
2	1,5	61,5	0,0244	31,5	60	100
3	-2	38	-0,0526	18	40	2000
4	3,5	23,5	0,1489	13,5	20	5000
5	-23,5	-3,5	6,714	-13,5	20	2000

O carregamento tem algumas características que influenciam directamente a vida à fadiga. Para além da tensão média, da gama de tensão e razão de tensão, é importante saber o número de ciclos aplicado em cada bloco. Este número de ciclos está directamente implicado com o cálculo do dano acumulado numa estrutura.

O local do detalhe estrutural onde existe o valor máximo de concentração de tensões, tem maior probabilidade de plastificar localmente e de ser o ponto de nucleação e propagação de fendas de fadiga. Esse local é o entalhe (posição 2, Figura 4. 20), onde a vida à fadiga será mais baixa que nos restantes locais, sendo importante determinar o valor da tensão nesse local, quando aplicada a tensão nominal (1), como mostra a Figura 4. 20.

Como pode ser visto na Figura 4. 20, retirada do *software Workbench*, aplicando a pressão P na face, com o valor de 80MPa, a tensão induzida no entalhe é de 136,4 MPa, sendo o valor de concentração de tensões igual a 1,705 (equação 4.4).

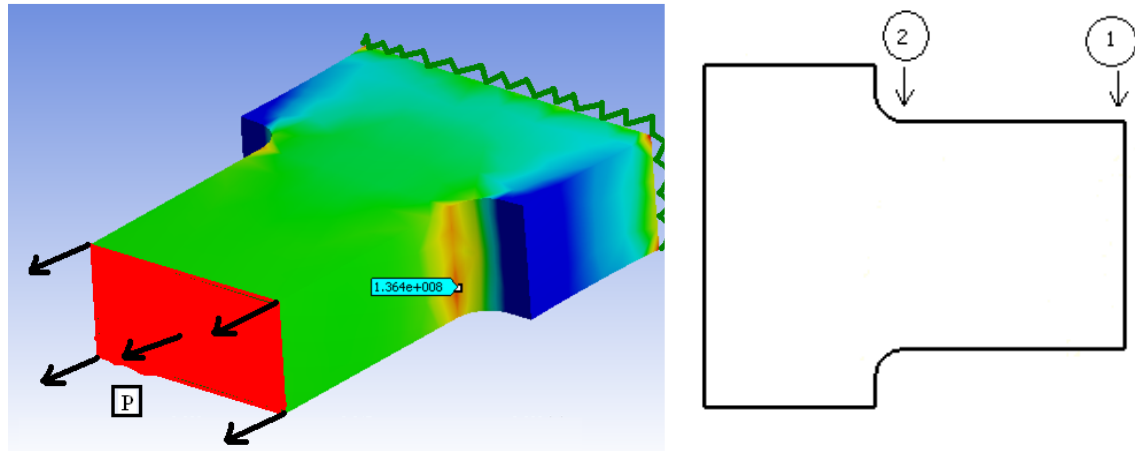


Figura 4. 20 – Representação da distribuição de tensões aplicando uma tensão nominal $P = 80\text{MPa}$

$$K_t = \frac{\sigma_{\max,entalhe}}{\sigma_{\max}} = \frac{136,4\text{MPa}}{80\text{MPa}} = 1,705 \quad (\text{eq. 4. 4})$$

O coeficiente de concentração de tensões (K_t), foi utilizado no cálculo analítico, de forma a garantir as mesmas condições numéricas e analíticas.

A Tabela 4. 6, mostra as características do carregamento sentido no entalhe para todos os blocos aplicados.

Tabela 4. 6 - Características do carregamento sentidas no entalhe

Bloco	$\sigma_{\min,entalhe} (\text{MPa})$	$\sigma_{\max,entalhe} (\text{MPa})$	R	$\sigma_{m,entalhe} (\text{MPa})$	$\Delta\sigma_{entalhe} (\text{MPa})$	$n(\text{ciclos})$
1	34,1	136,4	0,25	85,3	102,3	20
2	2,6	104,9	0,0244	53,7	102,3	100
3	-3,4	64,8	-0,0526	30,7	68,2	2000
4	5,9	40,1	0,1489	23	34,1	5000
5	-40,1	-5,9	6,714	-23	34,1	2000

A partir destes valores de amplitude de tensão e tensão média, fez-se o cálculo da vida à fadiga por duas vias (Figura 4. 21):

- **H₁**: Correção da gama de tensão aplicada ($\Delta\sigma'_{entalhe}$) e aplicar na curva S-N com $\sigma_m = 0$;
- **H₂**: Correção da curva S-N devido à tensão média e aplicar a gama de tensão correspondente ($\Delta\sigma_{entalhe}$).

Perante estas duas hipóteses, a utilização de qualquer uma das duas é uma opção, pelo que serão apresentadas as duas possibilidades de cálculo de vida à fadiga.

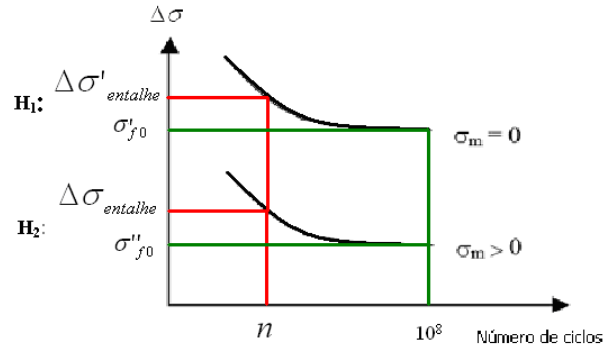


Figura 4. 21 - Cálculo da vida à fadiga por duas vias de cálculo

• Cálculo da vida à fadiga segundo a correcção da gama de tensão (H_1)

As curvas S-N da Figura 4. 18, apenas são válidas para blocos de carregamento com $\sigma_m = 0$. Para os blocos de carregamento com $\sigma_m \neq 0$, não se poderão utilizar essas curvas para o cálculo da vida à fadiga, sendo necessário ajustar a gama de tensão, de forma a poder aplicá-la na curva de $\sigma_m = 0$.

Com os critérios de *Soderberg*, *Goodman* e *Gerber*, indicados nas equações 4.5, 4.6 e 4.7, determinaram-se as novas gamas de tensão corrigidas devido a $\sigma_m \neq 0$. Na Tabela 4. 7 apresentam-se os resultados.

<i>Soderberg</i>	<i>Goodman</i>	<i>Gerber</i>
$\Delta\sigma'_{entalhe} = \frac{\Delta\sigma_{entalhe}}{\left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_c}\right)}$	$\Delta\sigma'_{entalhe} = \frac{\Delta\sigma_{entalhe}}{\left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_R}\right)}$	$\Delta\sigma'_{entalhe} = \left[\frac{\Delta\sigma_{entalhe}}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_R}\right)^2} \right]$
(eq. 4. 5)	(eq. 4. 6)	(eq. 4. 7)

Tabela 4. 7 - Correcção da gama de tensão devido à variação da tensão média

Bloco	$\sigma_{m,entalhe}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{entalhe}$ (MPa)	$\Delta\sigma'_{entalhe}$ (MPa)		
			<i>Goodman</i>	<i>Soderberg</i>	<i>Gerber</i>
1	85,3	102,3	141,1	147,1	110,7
2	53,7	102,3	123,7	126,6	105,5
3	30,7	68,2	75,7	76,6	68,9
4	23	34,1	36,8	37,2	34,3
5	-23	34,1	31,7	31,5	34,3

Para cada uma das tensões da Tabela 4. 7 foi calculado o número de ciclos (N) (eq. 4.3) e o dano correspondente, apresentando-se os resultados na Tabela 4. 8.

Tabela 4. 8 - Cálculo da vida à fadiga e dano acumulado para cada bloco de carregamento

Bloco	$N(\text{ciclos})$			Dano		
	<i>Goodman</i>	<i>Soderberg</i>	<i>Gerber</i>	<i>Goodman</i>	<i>Soderberg</i>	<i>Gerber</i>
1	$7,92 \times 10^6$	$5,42 \times 10^5$	$7,26 \times 10^7$	$2,52 \times 10^{-6}$	$3,68 \times 10^{-6}$	$2,75 \times 10^{-7}$
2	$2,62 \times 10^7$	$2,13 \times 10^7$	1×10^8	$3,8 \times 10^{-6}$	$4,68 \times 10^{-6}$	1×10^{-6}
3	1×10^8	1×10^8	1×10^8	2×10^{-5}	2×10^{-5}	2×10^{-5}
4	1×10^8	1×10^8	1×10^8	5×10^{-5}	5×10^{-5}	5×10^{-5}
5	1×10^8	1×10^8	1×10^8	2×10^{-5}	2×10^{-5}	2×10^{-5}
			Σ	$9,63 \times 10^{-5}$	$9,83 \times 10^{-5}$	$9,12 \times 10^{-5}$

Utilizando os diferentes critérios, verifica-se que se obtém uma vida praticamente infinita. O dano acumulado é bastante reduzido, pelo que não se verificará rotura do detalhe.

- **Cálculo da vida à fadiga segundo a correcção da curva S-N (H_2)**

Segundo esta hipótese, o cálculo de vida à fadiga é diferente da anterior. Nesta hipótese, ao invés de corrigir a gama de tensão e aplicar na curva de $\sigma_m = 0$, é corrigida a curva S-N para cada bloco de carregamento com $\sigma_m \neq 0$. Desta forma obtêm-se cinco curvas S-N diferentes, retirando a vida à fadiga em cada uma delas, ao contrário do que ocorre na hipótese H_1 , onde se retiram todos os valores de uma só curva.

A forma de corrigir a curva devido à tensão média aplicada, é fazer um *offset* à tensão limite de fadiga (tensão correspondente a 1×10^8 ciclos), utilizando os critérios de *Soderberg*, *Goodman* e *Gerber*, através das equações 2.24, 2.25 e 2.26, chegam-se aos resultados da Tabela 4. 9.

Tabela 4. 9 - Correcção da tensão limite de fadiga devido à tensão média e obtenção das novas curvas S-N

Bloco	$\sigma'_{f0} \text{ (MPa)}$	$\sigma''_{f0} \text{ (MPa)}$			C''		
		<i>Goodman</i>	<i>Soderberg</i>	<i>Gerber</i>	<i>Goodman</i>	<i>Soderberg</i>	<i>Gerber</i>
1	106,5	77,43	74,28	98,72	$9,12 \times 10^{79}$	$6,25 \times 10^{79}$	$8,37 \times 10^{80}$
2	106,5	88,23	86,31	103,59	$3,02 \times 10^{80}$	$2,46 \times 10^{80}$	$1,3 \times 10^{81}$
3	106,5	96,22	95,09	105,75	$6,62 \times 10^{80}$	$5,95 \times 10^{80}$	$1,57 \times 10^{81}$
4	106,5	98,87	98,02	106,21	$8,48 \times 10^{80}$	$7,84 \times 10^{80}$	$1,63 \times 10^{81}$
5	106,5	114,73	115,6	106,21	$3,29 \times 10^{81}$	$3,53 \times 10^{81}$	$1,63 \times 10^{81}$

Na Tabela 4. 9 estão as características necessárias para a determinação das novas curvas, sendo que todas elas têm uma característica em comum, $m = 9,12$, variando apenas o C , isto porque todas as curvas são paralelas entre si, tendo o mesmo declive, alterando apenas o valor da ordenada na origem.

Assim, é possível o cálculo de vida à fadiga, determinando o número de ciclos correspondente a cada curva S-N corrigida, para o valor de gama de tensão no entalhe ($\Delta\sigma_{entalhe}$) acima calculado. Através das equações 4.3 e 2.27, é calculado o dano, verificando se existe ou não, falha estrutural. Estes resultados são apresentados na Tabela 4. 10.

Tabela 4. 10 - Cálculo da vida à fadiga e dano acumulado para cada bloco de carregamento

Bloco	<i>N(ciclos)</i>			<i>Dano</i>		
	<i>Goodman</i>	<i>Soderberg</i>	<i>Gerber</i>	<i>Goodman</i>	<i>Soderberg</i>	<i>Gerber</i>
1	$7,88 \times 10^6$	$5,40 \times 10^5$	$7,23 \times 10^7$	$2,53 \times 10^{-6}$	$3,70 \times 10^{-6}$	$2,76 \times 10^{-7}$
2	$2,61 \times 10^7$	$2,12 \times 10^7$	1×10^8	$3,82 \times 10^{-6}$	$4,71 \times 10^{-6}$	1×10^{-6}
3	1×10^8	1×10^8	1×10^8	2×10^{-5}	2×10^{-5}	2×10^{-5}
4	1×10^8	1×10^8	1×10^8	5×10^{-5}	5×10^{-5}	5×10^{-5}
5	1×10^8	1×10^8	1×10^8	2×10^{-5}	2×10^{-5}	2×10^{-5}
			Σ	$9,63 \times 10^{-5}$	$9,84 \times 10^{-5}$	$9,12 \times 10^{-5}$

À semelhança da hipótese de cálculo 1, a vida à fadiga é aproximadamente infinita, sendo o dano bastante inferior a um, não ocorrendo rotura do detalhe.

4.2.2. Cálculo por via numérica da vida à fadiga

As simulações numéricas do detalhe estrutural são importantes para a validação do *software Workbench*, quanto à determinação da vida à fadiga de estruturas.

Sabendo os resultados de vida e dano, determinados analiticamente para cada bloco de carregamento, é possível comparar estes valores com aqueles obtidos numericamente.

De forma a efectuar a simulação no *software Workbench*, foram tomados alguns passos, necessários às simulações:

- Criação de um ensaio estático;
- Escolha do alumínio como material utilizado (igual ao referido na secção 4.2.1);
- Encastramento da face de maior área;
- Aplicação da pressão P , introduzindo σ_{max} de cada bloco de carregamento, na face oposta;

- Introdução do valor de razão de tensão, correspondente a cada bloco de carregamento utilizado;
- Introdução do valor de K_{Total} , de forma a determinar a curva S-N do detalhe estrutural;
- Escolha do critério a utilizar (*Soderberg*, *Gerber* ou *Goodman*);
- Definição do número de ciclos aplicado.

Realizando as simulações, obtiveram-se os dados de vida à fadiga e de dano. A Figura 4. 22, mostra o resultado da simulação quando aplicado o bloco 1 do carregamento, utilizando o critério de *Goodman*.

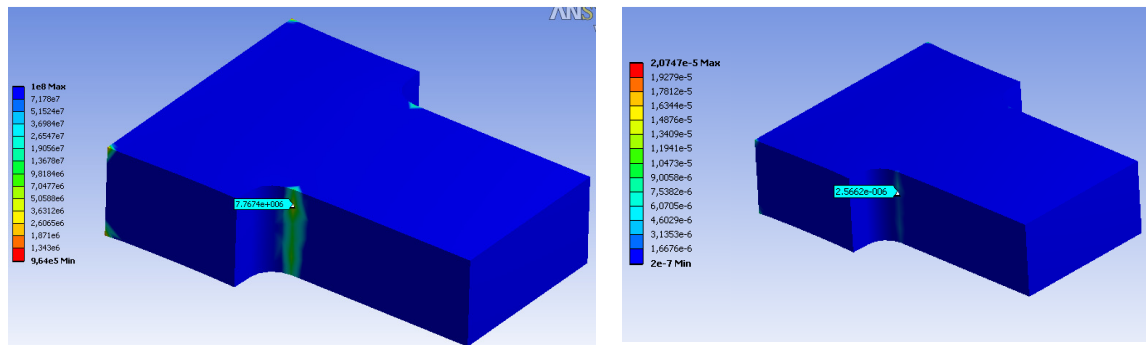


Figura 4. 22 - Cálculo da vida à fadiga e dano acumulado no *Workbench*

A Tabela 4. 11, apresenta a comparação entre os valores de vida à fadiga analíticos e numéricos, verificando a diferença de valores obtidos pelas diferentes vias de cálculo.

Analisando a Tabela 4. 11, verifica-se que os valores estão bastante próximos entre si, com diferença máxima entre os três critérios de cálculo de 4,7% quando utilizado o critério de Gerber, o que se considera um valor aceitável.

A comparação dos resultados de dano não foi efectuada, uma vez que o seu cálculo segue uma equação linear, pelo que a diferença de valores entre cálculo numérico e analítico seria igual ao obtido na determinação da vida à fadiga. No entanto, realizar-se-á a comparação do dano, realizando uma simulação numérica com o conjunto de todos os blocos de carregamento numa só simulação, utilizando do método de contagem de *Rainflow*.

Tabela 4. 11 - Comparação da vida à fadiga utilizando a via analítica e numérica

		Bloco				
		1	2	3	4	5
<i>Goodman</i>	Analítico H ₁	7,92x10 ⁶	2,62x10 ⁷	1x10 ⁸	1x10 ⁸	1x10 ⁸
	Analítico H ₂	7,88x10 ⁶	2,61x10 ⁷	1x10 ⁸	1x10 ⁸	1x10 ⁸
	Númerico	7,77x10 ⁶	2,56x10 ⁶	1x10 ⁸	1x10 ⁸	1x10 ⁸
	Diferença (%)	1,93	2,3	0	0	0
<i>Soderberg</i>	Analítico H ₁	5,42x10 ⁵	2,13x10 ⁷	1x10 ⁸	1x10 ⁸	1x10 ⁸
	Analítico H ₂	5,40x10 ⁵	2,12x10 ⁷	1x10 ⁸	1x10 ⁸	1x10 ⁸
	Númerico	5,32x10 ⁵	2,07x10 ⁷	1x10 ⁸	1x10 ⁸	1x10 ⁸
	Diferença (%)	1,8	2,9	0	0	0
<i>Gerber</i>	Analítico H ₁	7,26x10 ⁷	1x10 ⁸	1x10 ⁸	1x10 ⁸	1x10 ⁸
	Analítico H ₂	7,23x10 ⁷	1x10 ⁸	1x10 ⁸	1x10 ⁸	1x10 ⁸
	Númerico	6,93x10 ⁷	9,63x10 ⁷	1x10 ⁸	1x10 ⁸	1x10 ⁸
	Diferença (%)	4,7	3,8	0	0	0

4.2.2.1. Validação numérica do método de contagem de *Rainflow*

Como foi explicado no capítulo 2, o método de *Rainflow* é um método de contagem de ciclos, principalmente utilizado na transformação de carregamentos de amplitude variável em blocos de carregamentos de amplitude constante. O *software Workbench* tem integrado o método de *Rainflow* e, tendo por base os carregamentos indicados na Tabela 4. 5, dos quais se conhece o número de ciclos aplicados, fez-se a validação do funcionamento correcto do programa, na contagem do número de ciclos de um espectro de tensões introduzido como *history load*.

Esta simulação difere da referida no início da secção 4.2.2, sendo necessário tomar os seguintes passos:

- Criação de um ensaio estático;
- Escolha do alumínio como material usado (igual ao referido na secção 4.2.1);
- Encastramento na face de maior área;
- Aplicação da Pressão P (introduzindo o valor de -1Pa) na face oposta;
- Introdução de um ficheiro .dat com o conjunto de todos os blocos de carregamento, como mostra a Figura 4. 19 (*history load*);
- Introdução do valor de K_{Total} , de forma determinar a curva S-N do detalhe;
- Escolha do critério a utilizar (*Soderberg*, *Gerber* ou *Goodman*);

De salientar que a introdução do valor de P = -1Pa é crucial, uma vez que torna a simulação num ensaio de tracção, que origina uma distribuição de tensões no detalhe, diferente de um ensaio de

compressão. Caso não se efectue correctamente, leva a que a distribuição da vida à fadiga no detalhe seja diferente, não reflectindo os valores calculados analiticamente. O *history load* tem de estar em consonância com o valor de *P* inicialmente definido, de forma a garantir que o tipo de tensão aplicada (tracção e compressão) está correcto. Foi realizada a contagem do número de ciclos, tensão média e amplitude de tensão através do método de contagem de *Rainflow*, obtendo-se a matriz de *Rainflow* indicada na Figura 4. 23.

Verifica-se que existem cinco carregamentos distintos, sendo um deles de 5000 ciclos, dois de 2000 ciclos, um de 100 ciclos e outro de 20 ciclos, tal como aqueles aplicados individualmente nas simulações numéricas e cálculo analítico anteriormente referidos. Assim, a matriz de *Rainflow* está de acordo com o carregamento aplicado, ou seja, a contagem do número de ciclos e determinação das restantes características do carregamento, está a ser efectuada de acordo com o esperado, podendo concluir-se que a contagem pelo método de *Rainflow*, efectuada pelo *software Workbench*, é correcta.

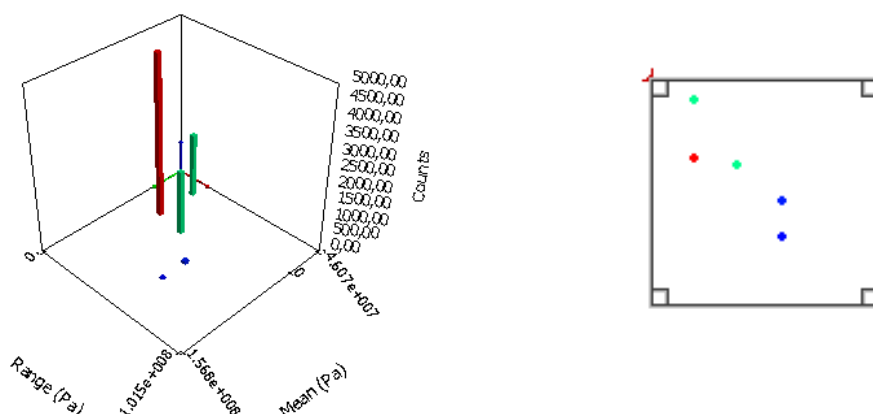


Figura 4. 23 - Matriz de Rainflow de todo o carregamento

Realizada a simulação, obtiveram-se aos valores da Tabela 4. 12, onde se compara o valor de dano total obtido nas simulações com o somatório dos valores obtidos analiticamente. Estes resultados mostram, que aplicando o método de contagem de *Rainflow* a cada critério, origina valores de dano próximos dos obtidos analiticamente, com uma diferença máxima de 3,89% pelo critério de *Soderberg*.

Pode-se afirmar que a matriz de *Rainflow* reproduz os resultados de forma fidedigna.

Tabela 4. 12 - Comparação do dano acumulado pela via analítica e numérica (método contagem de *Rainflow*)

	Dano Total		
	<i>Goodman</i>	<i>Soderberg</i>	<i>Gerber</i>
Analítico H ₁	9,63x10 ⁻⁵	9,83x10 ⁻⁵	9,12x10 ⁻⁵
Analítico H ₂	9,63x10 ⁻⁵	9,84x10 ⁻⁵	9,12x10 ⁻⁵
Numérico	9,85x10 ⁻⁵	1,02x10 ⁻⁴	9,13x10 ⁻⁵
Diferença (%)	2,17	3,89	0,08

4.2.3. *Análise e discussão de resultados*

- Como era de esperar, o critério de *Soderberg* é o critério mais conservativo, admitindo um menor número de ciclos de vida à fadiga, para a mesma tensão aplicada;
- Verifica-se que a falha estrutural não ocorre para nenhum dos critérios considerados, uma vez que o dano é, em todos os casos, bastante inferior a 1;
- Como seria de esperar, os resultados de vida e dano são bastante próximos entre si, quer utilizando a hipótese 1 quer a hipótese 2 para o cálculo analítico;
- Nos valores de vida à fadiga, numéricos e analíticos, obteve-se uma baixa diferença entre eles, com erro máximo de 4,7%, validando assim a utilização do *software Workbench* para análises de fadiga no presente trabalho;
- Conclui-se que o método de contagem de *Rainflow* integrado no *software Workbench*, efectua a contagem de forma correcta, validando-se também a sua utilização no presente trabalho.

5. VALIDAÇÃO DAS TÉCNICAS EXPERIMENTAIS

No presente capítulo pretende-se apresentar as técnicas experimentais utilizadas durante a elaboração da dissertação, desde a definição das pontes extensométricas, à utilização de extensómetros em roseta para obtenção de tensões e direcções principais, ou ainda a criação de uma rotina em *Labview* e o tratamento dos dados extensométricos.

5.1. Descrição do sistema de aquisição e ponte extensométrica

A aquisição de dados em tempo real é normalmente realizada através da leitura de sensores de vários tipos (temperatura, pressão, humidade, campo magnético e eléctrico, etc.), ligados a um sistema de aquisição de sinal e posteriormente ligadas a computadores, onde os sinais são recebidos, interpretados e registados, levando à activação de diversas acções, como por exemplo, o actuar de um alarme e luzes avisadoras em parques de estacionamento quando são atingidos elevados níveis de CO_2 , prejudiciais para a saúde. Para a aquisição dos sinais é necessário todo um sistema que funciona como um conjunto e que é indicado na Figura 5. 1.

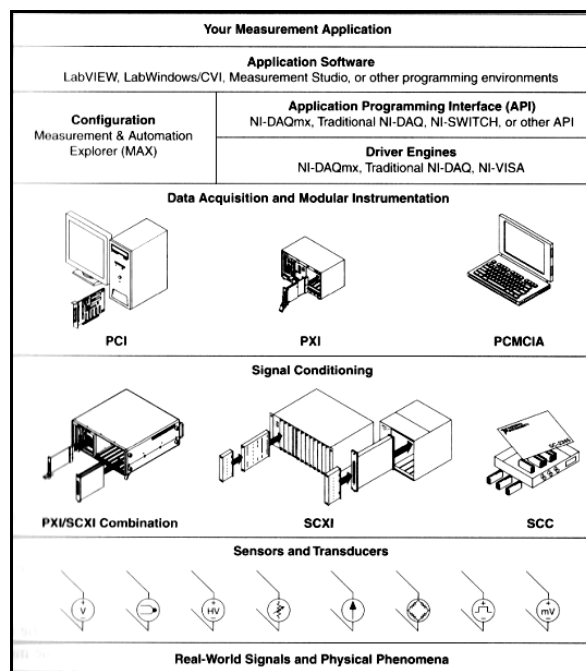


Figura 5. 1 - Constituintes necessários para aquisição em tempo real [34]

Como mostra a Figura 5. 1, para a aquisição de um sinal é necessária a realização de uma rotina num software como o *Labview*, denominando este de sistema virtual de aquisição. É necessário ainda uma configuração dos canais de entrada do sistema, de forma a associar os canais físicos da placa (*hardware*) aos virtuais no *Labview* (*software*), havendo assim recepção do sinal no computador.

A escolha do sistema físico de aquisição, pode ser uma placa PCMCIA (um computador portátil), que é ligado a uma placa SCXI (*Signal conditioning extensions for instrumentation*), onde são ligados sensores, de que são exemplo, acelerómetros para medir acelerações ou extensómetros para medir extensões, recebendo os fenómenos físicos [34].

Na presente dissertação o sistema físico de aquisição utilizado foi o da *National Instruments* representado na Figura 5. 2.

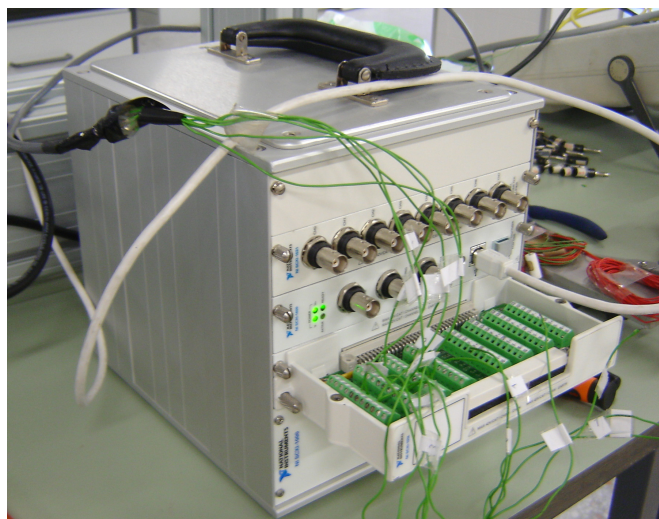


Figura 5. 2 - Ponte extensométrica NI SCXI 1314

5.2. Programação em Labview

Uma rotina realizada em *Labview* é chamada de instrumento virtual (VI- *Virtual Instruments*), já que a sua aparência e operação, assemelham-se às de instrumentos reais. Um VI é composto por um conjunto de instruções, que fazem o controlo e fluxo dos dados. Pode-se identificar num VI, duas partes [35]:

- Diagrama de blocos – é a estrutura do programa propriamente dita, que contém o código construído de forma gráfica;
- Painel frontal – é a interface com o utilizador, apresentando de forma visual todos os controlos, gráficos e indicadores, formando um painel que simula o painel físico de um instrumento. Este pode ser formado por botões, *leds* e indicadores que permitem a interacção fácil com o utilizador.

Para a aquisição dos dados extensométricos, foi necessário a elaboração de uma rotina no *software*, pelo que é importante a explicação do programa desenvolvido, mostrando todas as fases de construção necessárias, tanto do diagrama de blocos, como do painel frontal. É ainda importante salientar o tipo de ligação que foi usado na ponte de *Wheatstone*, para os extenómetros utilizados, uma vez que era importante eliminar a influência do efeito da temperatura nas medições a realizar.

O objectivo da construção do programa em *Labview* foi, utilizando a programação por blocos, conseguir fazer a recolha de dados extensométricos, calcular valores correctos de extensão e de tensões principais, assim como determinar as direcções principais. As fases do sistema de aquisição desenvolvido são: aquisição, calibração, filtragem de sinal e por fim, gravação de dados (Figura 5. 3). A ordem seguida é indicada na Figura 5. 3, ou seja, apenas se passa para o bloco seguinte, quando o anterior já efectuou a sua rotina.



Figura 5. 3 - Fases de construção da rotina em *Labview*

Os sistemas indicados na Figura 5. 3, são descritos individualmente nos subcapítulos seguintes.

5.2.1. Sistema de aquisição

O sistema de aquisição é a parte mais importante de toda a programação, uma vez que é a base de qualquer medição experimental. Sem ele não era possível recolher qualquer dado.

Uma relação importante num sistema de aquisição é a que deve existir entre a frequência de *Nyquist* (f) e a frequência de amostragem (f_{am}). Esta relação é intrínseca ao Teorema de *Nyquist*. De acordo com o Teorema de *Nyquist*, a quantidade de amostras por unidade de tempo de um sinal, chamada frequência de amostragem, deve ser maior que o dobro (normalmente considera-se 2,5 vezes) da maior frequência contida no sinal a ser adquirido, para que possa ser reproduzido integralmente, sem erro de *aliasing* (Figura 5. 4) [36]. A metade da frequência de amostragem chama-se frequência de *Nyquist* e corresponde ao limite máximo de frequência do sinal que pode ser reproduzido [36].

Na Figura 5. 4, a situação B mostra um sinal sinusoidal, sendo a curva correspondente à frequência de amostragem igual à frequência do sinal. Verifica-se que o sinal não está a ser reproduzido devidamente, uma vez que o sinal reproduzido será uma linha em zero, o que não é verdade. Na situação A, a amostragem tem frequência maior que duas vezes a frequência do sinal, sendo esta a situação ideal, uma vez que há amostras suficientes para que o sinal possa ser reproduzido integralmente, sem ocorrer erro de *aliasing*. Na situação C, a frequência de amostragem é menor que o

dobro da frequência do sinal, sendo a quantidade de amostras insuficiente e o sinal reproduzido fica adulterado (linha vermelha na Figura 5. 4), denominando-se este erro, de fenómeno de *aliasing*.

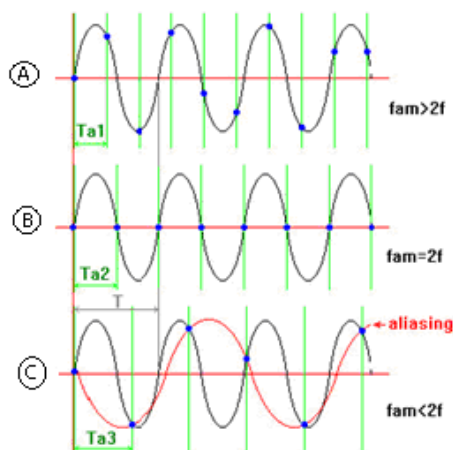


Figura 5. 4 - Teorema de Nyquist [36]

Como o sinal analógico é contínuo no tempo, pode conter uma infinidade de valores, mas como o sistema de aquisição tem banda limitada, apenas é possível transmitir uma certa quantidade de amostras deste sinal. Quanto maior a frequência de amostragem, mais fácil será reproduzir o sinal, havendo no entanto um desperdício de banda ocupada, sem muitas vezes haver melhoria na qualidade.

O sistema de aquisição implementado no *LabView* pode ser visualizado na Figura 5. 5, onde é visível a rotina construída durante a fase experimental.

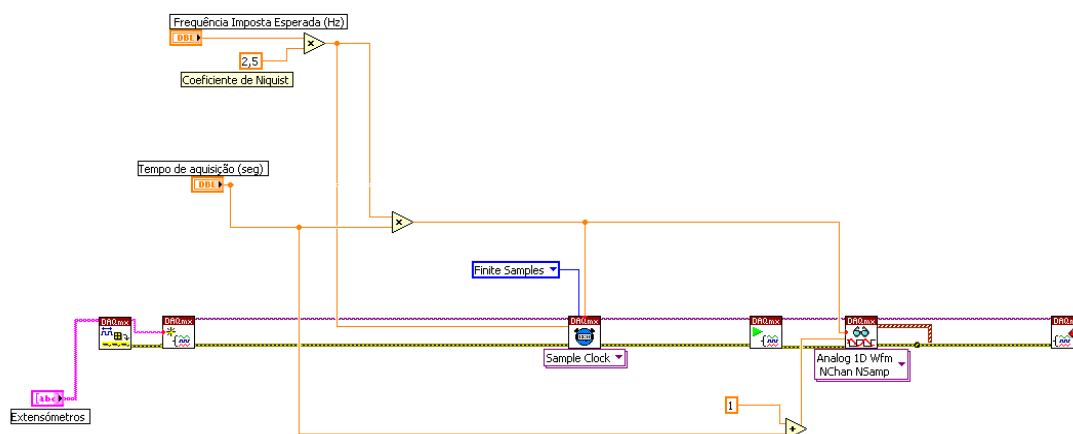


Figura 5. 5 - Sistema de aquisição no *Labview*

Este processo denomina-se, sistema de aquisição, utilizável para qualquer tipo de sensor. De salientar que, na programação em *Labview* existe várias formas de realizar as mesmas rotinas, tendo sido esta a escolhida.

5.2.2. Sistema de calibração

Os procedimentos definidos como sistema de calibração (Figura 5. 6) são muito importantes devido ao facto dos extensómetros estarem sujeitos a uma extensão inicial, que é necessária eliminar das variáveis do problema. O sistema de calibração tem como finalidade reduzir, em simultâneo, a zero *microstrains* o valor da extensão inicial de cada um dos extensómetros envolvidos nas medições efectuadas, quando não existe qualquer carregamento aplicado. Sem este processo, corria-se o risco de a extensão medida não ser somente a provocada pela deformação do corpo, devido ao carregamento imposto. Procedendo desta forma garante-se que os valores de extensão medidos são exclusivamente os associados à deformação existente, devido ao carregamento.

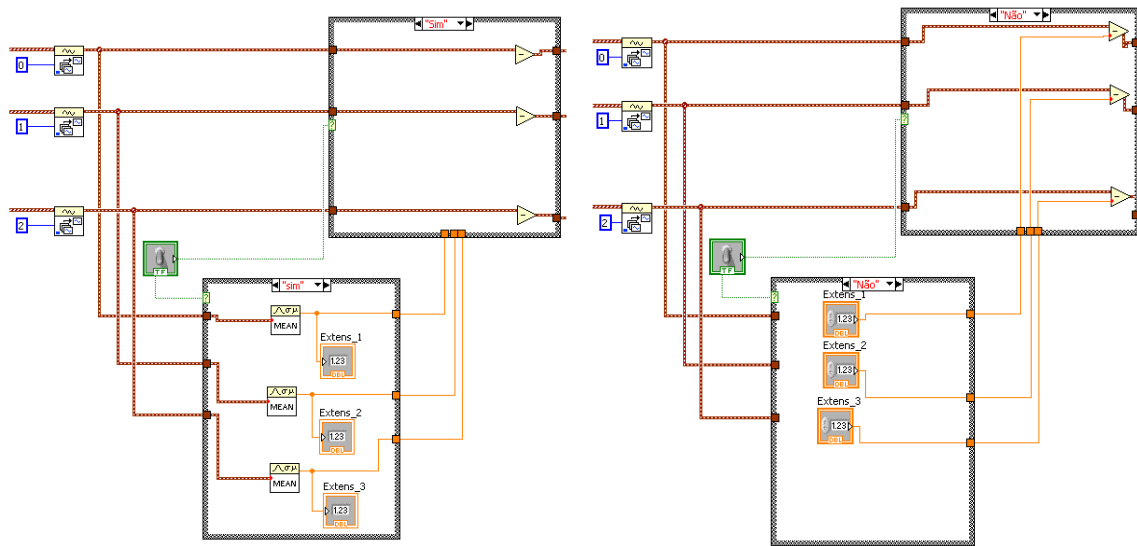


Figura 5. 6 - Sistema de calibração ligado (esq.) e desligado (dir.)

5.2.3. Sistema de filtragem

O sistema de filtragem tem como função eliminar sinais adquiridos que não sejam os provenientes exclusivamente da medição de extensão, por cada um dos extensómetros. Na presente situação, verificou-se no sinal adquirido nas medições a presença de um sinal indesejado (ruído eléctrico), provocado pelo funcionamento de outros aparelhos electrónicos próximos dos aparelhos de medição.

De forma a evitar essa “invasão” no sinal adquirido, podem utilizar-se cabos blindados nas ligações, criando campos electromagnéticos nulos, onde o ruído eléctrico não interfere no sinal. Outra forma de evitar a interferência do ruído eléctrico é a utilização de um filtro passa baixo (FPB), que elimina os sinais com valores de frequência superiores à frequência de corte (f_c) [37]. A frequência de corte tem de ser menor ou igual à frequência de *Nyquist*, que como foi dito corresponde a metade da frequência de amostragem, construindo assim, um filtro *anti-aliasing* [37]. Outro parâmetro importante do filtro é a sua ordem, N (Figura 5. 7), que teoricamente, quanto maior, menos influência

tem as frequências da banda cortante (frequências que se pretende eliminar) no sinal. Ainda assim, não é tão linear como se possa pensar, sendo necessário realizar algumas tentativas, de forma a verificar, qual a ordem que melhor trata o sinal [37].

Este método é visível na Figura 5. 7, onde mostra a banda passante e cortante do sinal.

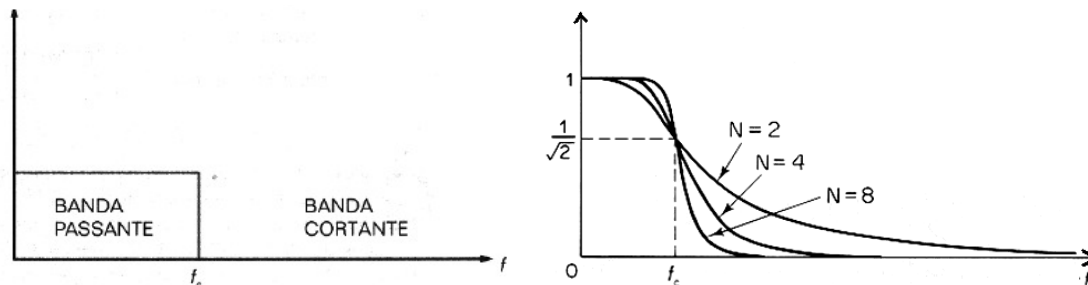


Figura 5. 7 - Exemplo do FPB (esq.) e a respectiva influência da ordem no sinal (dir.) [37]

A construção de um filtro no programa *Labview*, é de importância elevada, uma vez que caso não seja aplicado põe em causa os resultados obtidos. O sistema de filtragem foi construído conforme a Figura 5. 8, onde é utilizado, um FPB por aproximação a *Butterworth*.

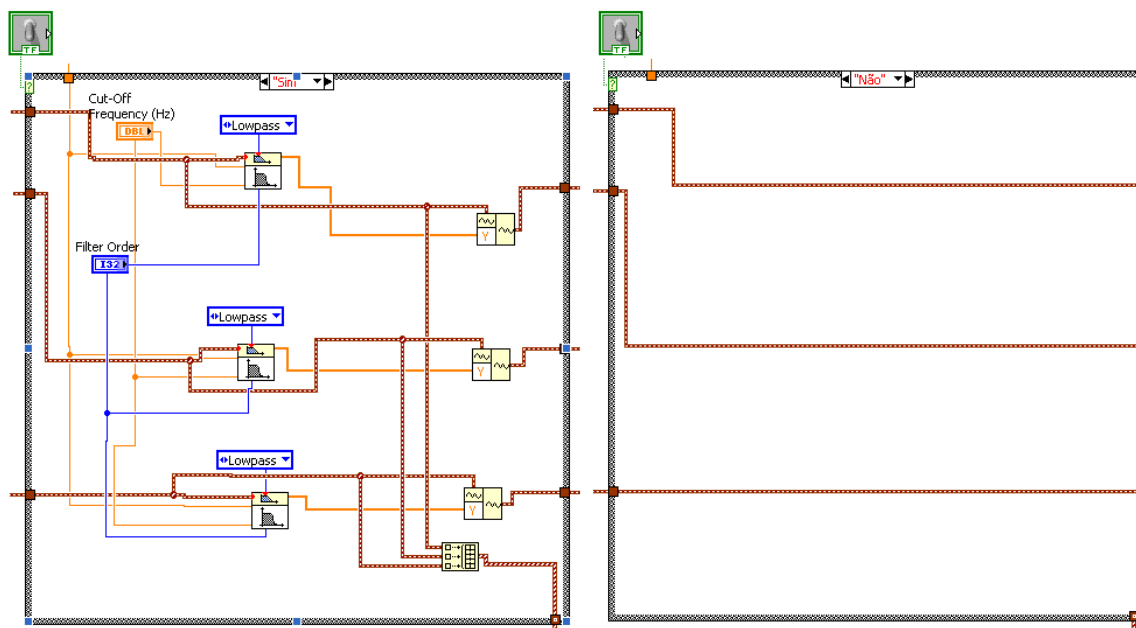


Figura 5. 8 – Sistema de filtragem ligado (esq.) e desligado (dir.)

5.2.4. Sistema de gravação de dados

O sistema de gravação (Figura 5. 9), é a fase de programação onde se faz a opção de gravação, ou não, dos dados, de forma a ser possível guardar os valores recebidos, para tratamento e análise posterior dos sinais.

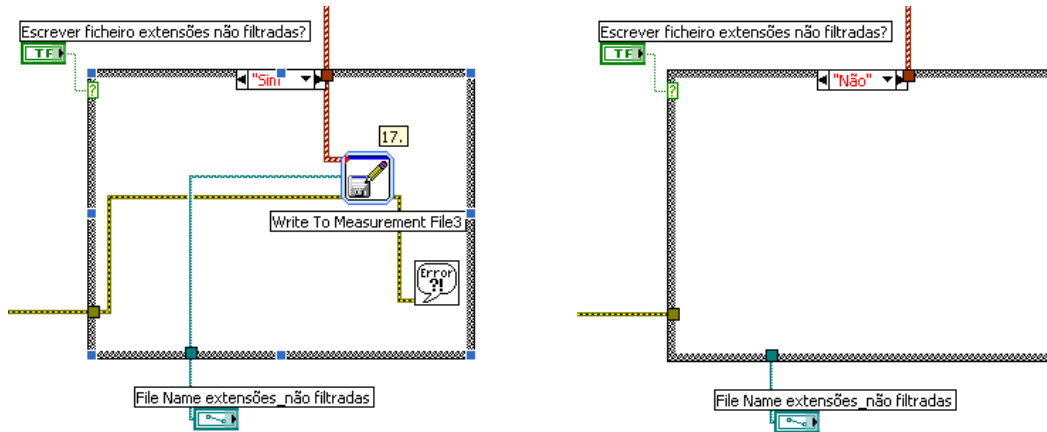


Figura 5.9 - Sistema de gravação ligado (esq.) e desligado (dir.)

5.2.5. Painel frontal

O painel frontal é constituído pelos elementos interactivos, conforme se mostra na Figura 5.10, que facilitam o manuseamento de todos os sistemas.

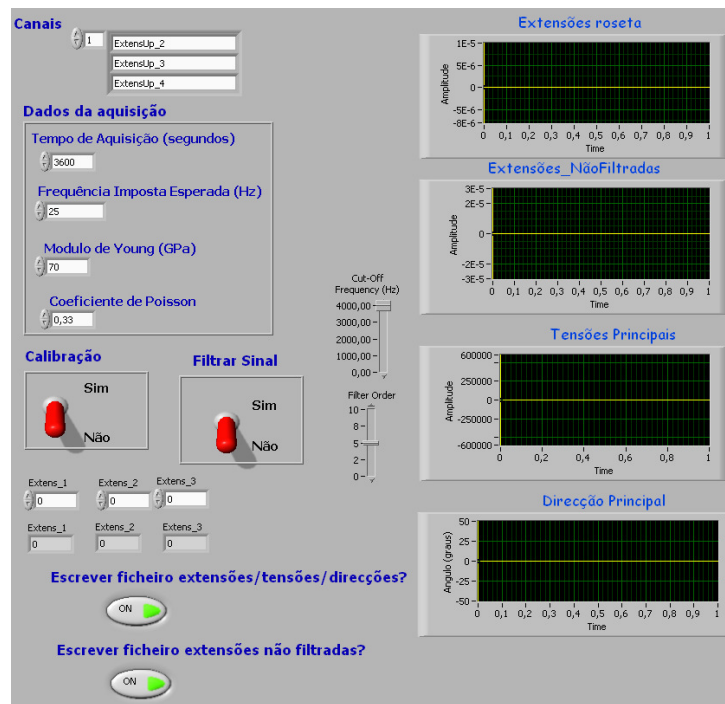


Figura 5.10 - Painel frontal

5.2.6. Ligação dos extensómetros

Para fazer a ligação dos extensómetros é necessária a definição na aplicação *Measurement and Automation Explorer*. A ligação utilizada em toda a fase experimental foi a ligação em meia-ponte, que no *software* é denominada de quarto- de-ponte do tipo dois, efectuada conforme a Figura 5.11.

Cada um dos canais corresponde à recolha de um dos extensómetros, ligados em meia ponte com um *dummy*. Utilizando uma roseta rectangular na aquisição de sinal, são preenchidos três dos canais (um por cada extensómetro que constitui a roseta), utilizando para cada canal um extensómetro activo e outro passivo, chamado *dummy*, de forma a anular o efeito da temperatura na extensão medida.

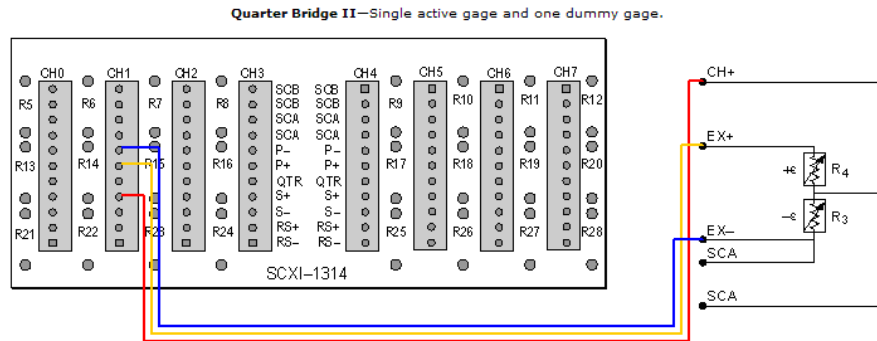


Figura 5. 11 - Ligação dos extensómetros na ponte extensométrica

5.3. Experimentação

Nos ensaios experimentais em laboratório (estáticos e dinâmicos) foi utilizada uma roseta rectangular, de forma a simular o estudo a realizar no navio. Utilizou-se uma viga de alumínio, de secção rectangular, encastrada numa extremidade (Figura 5. 12), de forma a simular esforços de flexão e torção, analisando-se a resposta dos extensómetros e identificando-se os potenciais erros nas ligações, bem como na programação e definição do sistema.

5.3.1. Ensaio estático

No ensaio estático foram utilizadas massas calibradas de forma a recriar uma força estática aplicada na viga, tendo sido aplicada em três posições diferentes: F_1 , F_2 e F_3 (Figura 5. 12). Estas forças foram aplicadas num dos extremos da viga, enquanto no outro extremo desta se tenta simular a situação de encastramento, como mostra a Figura 5. 12.

O extensómetro utilizado para medir as extensões induzidas na viga foi uma roseta rectangular ($0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$), em que o extensómetro central (extensómetro 2) estava alinhado com o eixo longitudinal da barra (eixo x) e alinhado com a força aplicada na posição 2. Os restantes extensómetros encontram-se a 45° do extensómetro 2.

A aplicação da força em cada uma das três posições, provocou esforços diferentes na viga, originando diferentes respostas nos extensómetros. Duas das posições (F_1 e F_3) infligem à viga simultaneamente torção e flexão, enquanto que na posição central (F_2), a viga apenas se deforma devido à flexão.

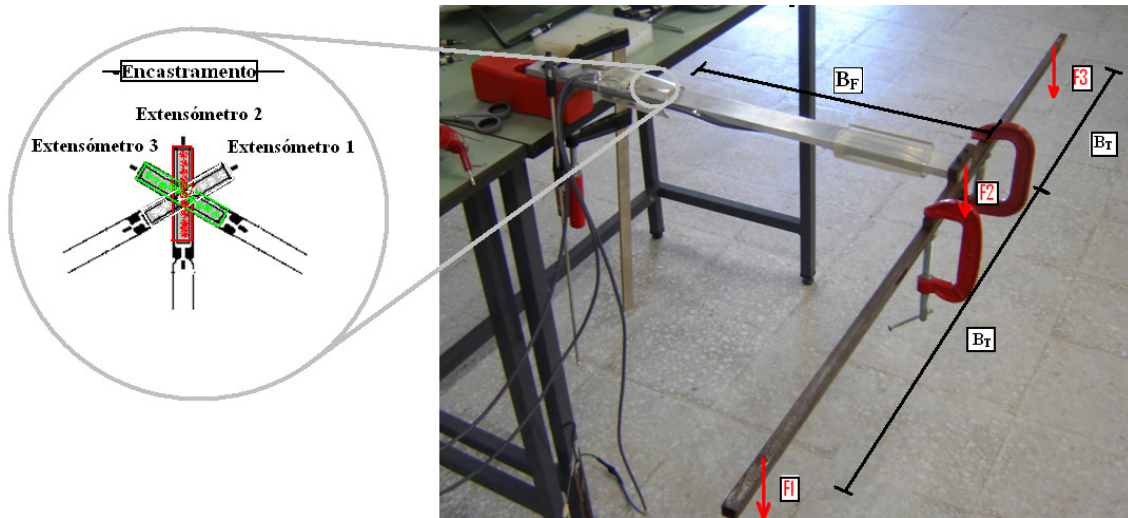


Figura 5.12 - Montagem experimental estática

Em todos os gráficos de extensão obtidos, o código de cores utilizado para mostrar as extensões medidas é o representado na Figura 5.12, ou seja, as extensões associadas ao extensómetro 1 a branco, ao extensómetro 2 a vermelho e ao extensómetro 3 a verde, de forma a facilitar a visualização dos resultados.

5.3.1.1. Análise Experimental

Antes da aplicação de qualquer força, verificou-se se os extensómetros tinham alguma extensão inicial que fosse necessária anular. Sem essa correcção, ao aplicar uma força na viga, o extensómetro lia uma extensão diferente da provocada exclusivamente pela força. Essa extensão inicial pode ser observada na Figura 5.13.

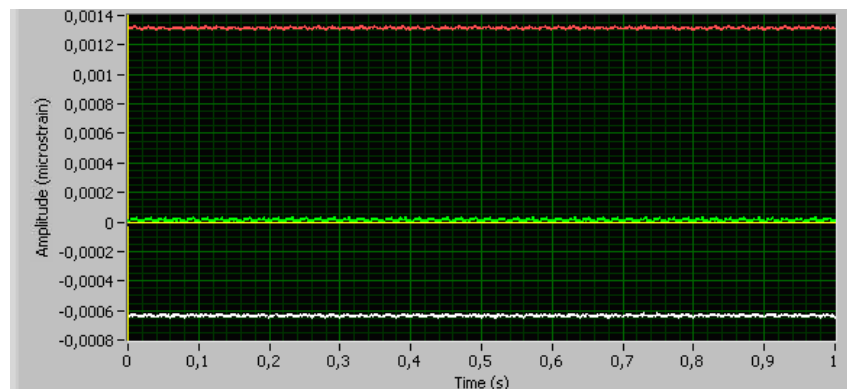


Figura 5.13 - Extensão inicial dos extensómetros

Com a realização da calibração dos três extensómetros da roseta, levou-se a extensão a valores próximos de zero, como é verificado na Figura 5.14.

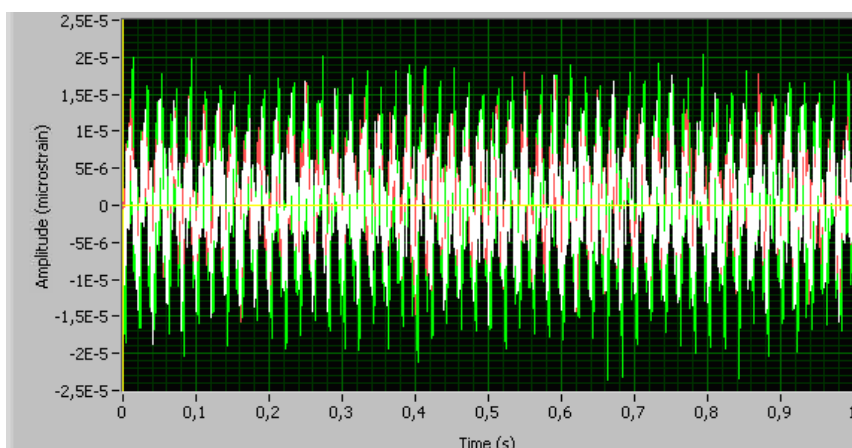


Figura 5.14 - Extensão com interferência do ruído eléctrico

Verifica-se na Figura 5.14, que ao fazer a calibração, os valores de extensão dos três extensómetros da roseta estão alinhados com o zero de amplitude, como era esperado.

Como é possível verificar na Figura 5.14, o ruído eléctrico enunciado no capítulo 5.2.3 está presente no sinal recolhido, sem ter sido aplicada qualquer força, em particular o devido à frequência da rede (50Hz), o que é facilmente observado se contarmos o número de ciclos registados em 1 segundo de aquisição (figura 5.14). Caso não seja eliminado, poderá ser fonte de erro nos resultados, uma vez que a frequência do sinal e a amplitude verificadas na Figura 5.14, não são devidas a qualquer força. Utilizou-se um FPB, de forma a eliminar as frequências não desejadas da aquisição e, com o objectivo de determinar o valor das frequências parasitas do sinal, foi realizada uma análise FFT (*Fast Fourier Transform*) ao sinal captado, figura 5.15, para cada um dos extensómetros, antes da aplicação de qualquer força na viga, verificando-se que os picos com maior valor de amplitude correspondem às frequências que mais influenciam o sinal.

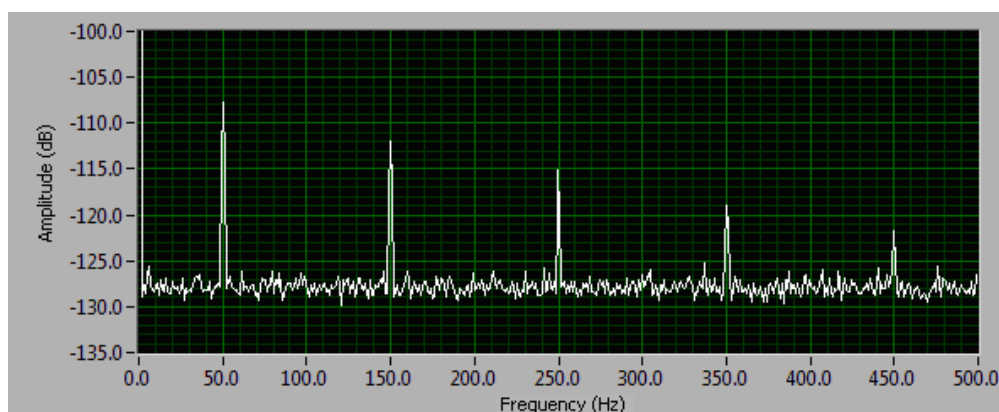


Figura 5.15 - FFT sem aplicação de qualquer força

A Figura 5.15 mostra o ruído eléctrico máximo nos 50Hz, com os seus múltiplos ímpar, diminuindo a sua influência no sinal quanto maior é a frequência.

Um filtro foi aplicado com um valor inferior à frequência parasita que se pretende eliminar, ou seja, frequências superiores a 50Hz. De salientar que este gráfico foi retirado em condições de ruído eléctrico elevado devido à existência de uma grande quantidade de aparelhos electrónicos nas imediações, o que torna o local pouco propício à aquisição do sinal extensométrico. O filtro foi aplicado com uma frequência de corte de 8Hz, tendo sido obtidos os resultados indicados na Figura 5. 16. Verifica-se que os valores de extensão estão bastante próximos de zero, com máximo de 1 microstrain, o que é um resultado aceitável.

Como se pode visualizar na FFT realizada na Figura 5.15, ainda são sentidas frequências abaixo dos 8Hz, mas com pouca influência no sinal, justificando algum ruído na Figura 5. 16.

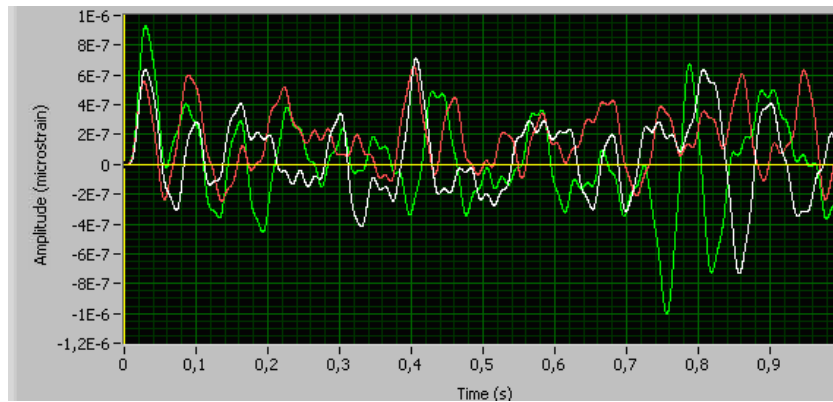


Figura 5. 16 - Extensão filtrada com um FPB com um filtro de corte de 8Hz e ordem 5 do filtro

Resolvidos os problemas de ruído procedeu-se à aquisição de sinal, tendo sido definidos alguns parâmetros:

- Frequência de Amostragem de 1125 Hz; Este valor era muito elevado, mas visava a obtenção de gráficos sem o fenómeno de *aliasing*, mostrando integralmente aquilo que se passa quando as forças eram aplicadas;
- Tempo de aquisição de 1 segundo;
- A frequência de corte foi de 8Hz, com a ordem do filtro igual a 5 (numa escala de 0 a 10), pois ao variar o parâmetro foi o valor que apresentava melhor qualidade do sinal. A frequência de corte poderia ser menor que 8Hz, mas optou-se pela utilização do maior valor de frequência que tornava o sinal com melhor qualidade.

Aplicando as forças nas 3 posições, obtiveram-se os gráficos de extensão da Figura 5. 17, sendo o primeiro, segundo e terceiro gráficos correspondentes à aplicação da força na posição 1, posição 2 e posição 3, respectivamente.

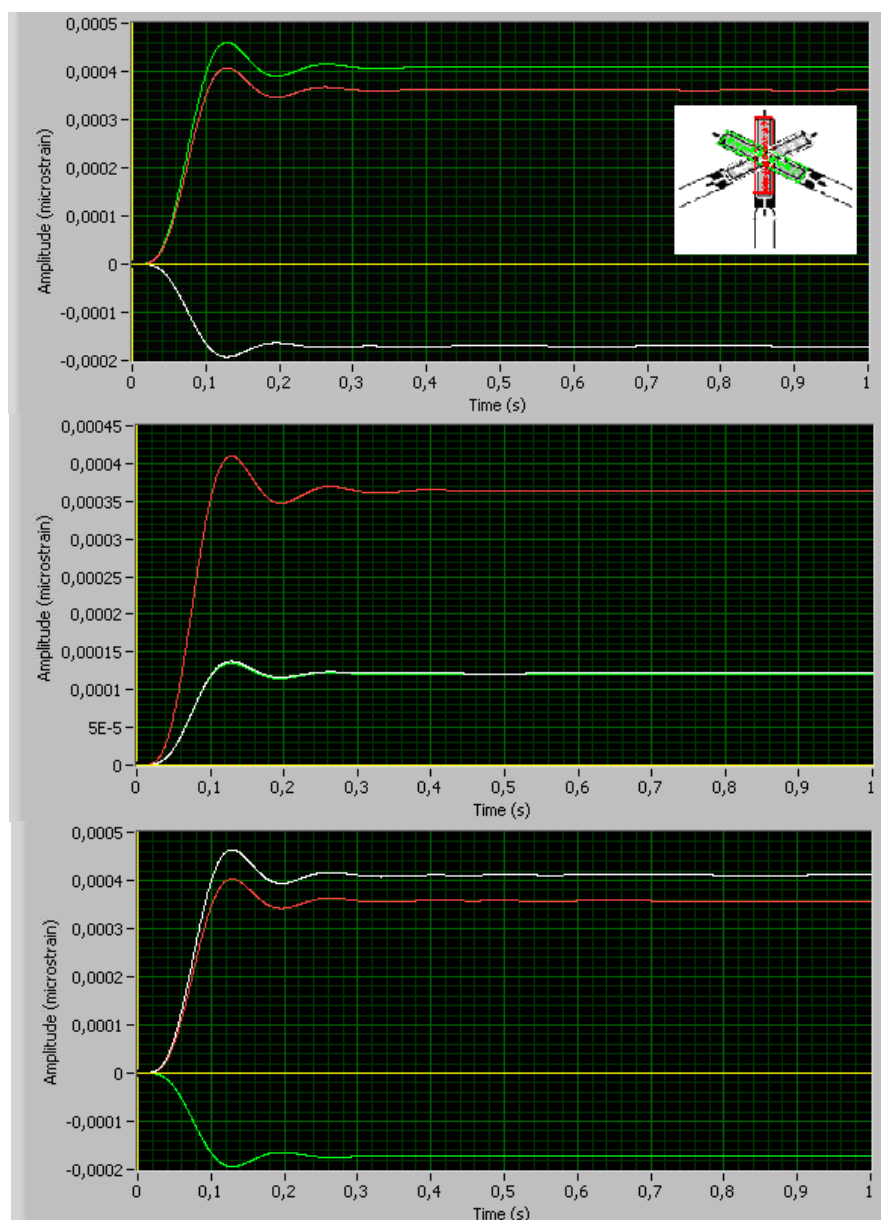


Figura 5. 17 - Medição dos 3 extensómetros nas 3 posições diferentes de aplicação da força

As primeiras 3 décimas de segundo, correspondem ao tempo de aplicação do filtro. Esta justificação pode ser dada comparando com os resultados das extensões não filtradas visíveis no anexo 2, sendo evidente a diferença entre a aplicação ou não do filtro.

São ainda retirados os gráficos de tensões principais e as respectivas direcções, para cada posição de aplicação da força. Estes resultados, podem ser consultados no anexo 2. Verifica-se que aplicando as forças na posição 1 e 3, a extensão medida pelos extensómetros 1 e 3 é alternada, sendo o gráfico nestas duas posições igual, apenas alternando esta extensão. Na posição 2, a extensão do extensómetros 1 e 3 é igual.

5.3.1.2. Validação Teórica

Após a experimentação, é necessário verificar o erro associado à recolha do sinal extensométrico, de forma a validar o sistema de aquisição relativo à recolha estática do sinal.

Para a validação dos dados recolhidos, é necessário determinar os valores teóricos da extensão. Os extensómetros estão sujeitos a 2 tipos de esforços, sendo eles, a torção e flexão no eixo x, originando distorção no plano xy e extensão segundo o eixo x e y, respectivamente. É necessária a determinação das tensões que essas cargas impõem na viga, levando à determinação das respectivas extensões.

- **Extensão segundo eixo x**

Nesta secção, apenas são contabilizadas as extensões no eixo x devido à flexão. É aplicada a mesma carga nas três posições diferentes, com o valor de 4,003kg, o que equivale a uma força de 39,3N.

Na Figura 5. 18, encontra-se representado um corte transversal da viga em estudo, de secção rectangular em alumínio, com o segundo momento de área segundo o eixo y (I_y), em relação ao centróide, de $3,33 \times 10^{-9} \text{ m}^4$, calculado pela equação 5.1. O valor de a e b são 40 e 10 milímetros, respectivamente.

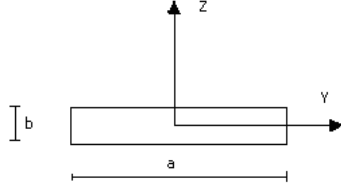


Figura 5. 18 - Secção transversal da barra de alumínio

$$I_y = \frac{a \times b^3}{12} \quad (\text{eq. 5. 1})$$

Aplicando as forças nas diferentes posições, provoca um momento de flexão (equação 5.2) que leva a tensões normais (equação 5.3) na viga.

$$M_{\text{flexão}} = \text{Força} \times B_F \quad (\text{eq. 5. 2})$$

$$\sigma_{\text{flexão}} = \frac{M_{\text{flexão}}}{I_y} y \quad (\text{eq. 5. 3})$$

Assim, segundo a fórmula básica da extensometria, a relação entre a tensão e extensão é calculada pela equação 5.4.

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_{\text{flexão}}}{E} \quad (\text{eq. 5. 4})$$

A extensão lida nos extensómetros, devido às forças aplicadas, é apresentada na Tabela 5. 1.

Tabela 5. 1 Resumo do cálculo da extensão segundo o eixo x

	Força		
	Posição 1	Posição 2	Posição 3
B_F (m)	0,4	0,405*	0,4
$M_{flexão}$ (N.m)	15,9	16,1	15,9
$\sigma_{flexão}$ (MPa)	2,39	2,42	2,39
ϵ_x ($\mu\epsilon$)	341	345	341

*Na posição 2 a carga está colocada num ponto com uma cota segundo eixo x diferente das restantes, por razões constructivas.

- **Extensão segundo eixo y**

A deformação da viga segundo o eixo x, vai originar também deformação segundo y, devido ao efeito de *Poisson*. Isto deve-se à conservação do volume, ou seja deformação positiva de uma viga segundo x provoca deformação negativa segundo os restantes eixos. Assim, calcula-se a extensão segundo o eixo y (Tabela 5.2), pela equação 5.5, sendo $\nu = 0,33$.

$$\epsilon_y = -\epsilon_x \times \nu \quad (\text{eq. 5. 5})$$

Tabela 5. 2 - Resumo do cálculo da extensão segundo o eixo y

	Força		
	Posição 1	Posição 2	Posição 3
ϵ_x ($\mu\epsilon$)	341	345	341
ϵ_y ($\mu\epsilon$)	-112	-114	-112

- **Extensão devido à distorção no plano xy**

Sabendo que, quando é aplicada a força nas posições 1 e 3, provoca um momento de torção na viga, que levará à distorção na face onde está colocado o extensómetro, é necessário determinar essa variável, pois influenciará a extensão medida.

Por definição, uma viga de comprimento L, de aresta maior “a” e aresta menor “b”, sujeita a um momento de torção T, tem a tensão de corte máxima encontra-se ao longo da linha central

longitudinal da face mais larga da viga, como é ilustrado na Figura 5. 19. Segundo [38], apenas nesse local se consegue determinar analiticamente a tensão de corte, utilizando a equação 5.8.

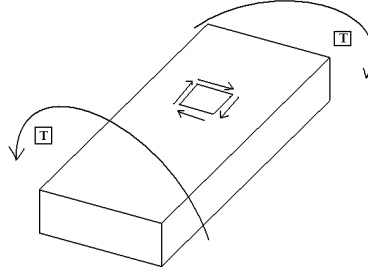


Figura 5. 19 - Torção aplicada à da viga de alumínio

São indicados alguns parâmetros como, o módulo de *Young* (E), módulo de distorção (G) ou coeficiente de *Poisson* (ν) que permitem o cálculo da distorção:

- B_T (braço de torção) = 0,45m
- $\frac{a}{b} = 4 \Rightarrow c_1 = 0,282$
- $E = 70GPa$
- $G = 26,7GPa$
- $\nu = 0,33$

Com estes dados do alumínio e das características geométricas da viga, recorre-se às equações 5.6, 5.7, 5.8 e 5.9 para o cálculo da distorção [38].

$$M_{torção} = Força \times B_T \quad (\text{eq. 5. 6})$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (\text{eq. 5. 7})$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_{torção}}{c_1 \times a \times b^2} \quad (\text{eq. 5. 8})$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{\max}}{G} \quad (\text{eq. 5. 9})$$

A constante C_1 é retirada da relação geométrica da viga, através da referência [38]. Realizando os cálculos chega-se a um valor de distorção de:

$$\gamma_{xy} = 597 \times 10^{-6}$$

- **Cálculo total de extensão, tensões principais e direcções principais**

Segundo a nomenclatura apresentada no capítulo 2.4.6. os ângulos dos extensómetros em relação ao eixo x (eixo longitudinal da viga) são:

$$\begin{cases} \theta = 45 \\ \alpha = -45 \\ \beta = -45 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \theta = 45 \\ \alpha + \theta = 0 \\ \beta + \alpha + \theta = -45 \end{cases}$$

Utilizando as fórmulas da equação 2.14, consegue-se obter o valor da extensão de cada extensómetro. Para a situação de força aplicada na posição 1, verifica-se que o extensómetro 1 está em compressão (distorção negativa) e o extensómetro 3 em tracção (distorção positiva). Na posição 3, verifica-se o contrário do verificado na posição 1. O extensómetro 2 encontra-se em tracção quando aplicada qualquer força. A Tabela 5. 3, apresenta o resumo do cálculo total das extensões.

Tabela 5. 3 - Resumo do cálculo da extensão medida em cada extensómetro

		Força		
		Posição 1	Posição 2	Posição 3
Extensómetro 1	$\varepsilon_x (\mu\varepsilon)$	341	345	341
	$\varepsilon_y (\mu\varepsilon)$	-112	-114	-112
	$\gamma_{xy} (\mu\varepsilon)$	-591	0 ¹	591
	Total $\varepsilon_1 (\mu\varepsilon)$	-182	116	411
Extensómetro 2	$\varepsilon_x (\mu\varepsilon)$	341	345	341
	$\varepsilon_y (\mu\varepsilon)$	0*	0*	0*
	$\gamma_{xy} (\mu\varepsilon)$	0*	0* ¹	0*
	Total $\varepsilon_2 (\mu\varepsilon)$	341	345	341
Extensómetro 3	$\varepsilon_x (\mu\varepsilon)$	341	345	341
	$\varepsilon_y (\mu\varepsilon)$	-112	-114	-112
	$\gamma_{xy} (\mu\varepsilon)$	591	0 ¹	-591
	Total $\varepsilon_3 (\mu\varepsilon)$	411	116	-182

*O extensómetro 2 não é sensível à distorção, nem à extensão em y, uma vez que está alinhado com o eixo longitudinal da viga

¹ Apenas existe extensão por flexão e não distorção.

Pelas equações 2.16, 2.17 e 2.18, pode-se determinar as tensões e direcções principais, obtendo os resultados na Tabela 5. 4.

Tabela 5. 4 - Resumo do cálculo das tensões e direcções principais

	Força		
	Posição 1	Posição 2	Posição 3
$\sigma_{p\max}$ (MPa)	31,47	24,15	31,57
$\sigma_{p\min}$ (MPa)	-77,18	0	-77,18
φ (°)	-18,69	45	18,69

A Tabela 5. 5, compara os resultados teóricos com os experimentais, permitindo validar o sistema de aquisição.

Tabela 5. 5 - Comparação entre os valores obtidos analiticamente e experimentalmente

		Força		
		Posição 1	Posição 2	Posição 3
Extensómetro 1	Analítico ($\mu\epsilon$)	-182	116	411
	Experimental ($\mu\epsilon$)	-170	122	412
	Erro (%)	7,31	5,26	0,30
Extensómetro 2	Analítico ($\mu\epsilon$)	341	345	341
	Experimental ($\mu\epsilon$)	362	364	359
	Erro (%)	5,86	5,22	5,07
Extensómetro 3	Analítico ($\mu\epsilon$)	411	116	-182
	Experimental ($\mu\epsilon$)	408	120	-171
	Erro (%)	0,68	3,68	6,69
$\sigma_{p\max}$	Analítico (MPa)	31,57	24,15	31,57
	Experimental (MPa)	32,30	25,40	32,25
	Erro (%)	2,25	4,92	2,10
$\sigma_{p\min}$	Analítico (MPa)	-77,18	0	-77,18
	Experimental (MPa)	-74,00	-0,15	-73,35
	Erro (%)	4,30	100	5,22
φ	Analítico (°)	-18,69	45	18,69
	Experimental (°)	-19,98	44,92	19,61
	Erro (%)	6,45	0,18	4,68

Análise e discussão de resultados:

No seguimento dos ensaios experimentais e da comparação com os resultados teóricos, evidenciam-se os seguintes resultados:

- Em todas as situações de carregamento, o extensómetro 2, alinhado com o eixo x, mede aproximadamente o mesmo valor, como era expectável;
- Os extensómetros 1 e 3 quando aplicada a força nas posições 1 e 3, registam extensões próximas e cruzadas, sendo maior o erro quando os extensómetros estão sujeitos a esforços de compressão devido à distorção;
- Na tensão principal mínima, quando aplicada a força na posição 2, verifica-se um baixo erro absoluto, mas que se reflecte num erro relativo exagerado, uma vez que teoricamente o valor da tensão é zero e as extensões experimentais estão próximas desse valor, mas que leva a um erro relativo de 100%. Este erro não servirá para as considerações de erro; O erro máximo verificado é então de 7,31%, sendo um erro aceitável na experimentação, uma vez que há inúmeros factores que influenciam a disparidade de valores;
- Conclui-se que as técnicas experimentais aplicadas estão validadas quanto aos ensaios estáticos.

Algumas das razões para a verificação destes erros são:

- Utilização de fórmulas empíricas, principalmente na torção, no cálculo teórico das extensões, o que pode não representar de forma 100% fidedigna os resultados obtidos experimentalmente;
- Aproximação do Modulo de *Young* e do coeficiente de *Poisson*, à generalidade dos alumínio;
- A distância do eixo neutro da barra ao extensómetro, é ligeiramente diferente à distância do eixo neutro da barra à sua face superior.

5.3.2. Ensaio dinâmico

Depois da realização do ensaio estático, foi realizado um ensaio dinâmico para verificar a frequência imposta por um aparelho de vibração, relacionando-a com a frequência de saída no *Labview*. O objectivo, é obter um valor de frequência de aquisição que não ponha em causa os resultados, nem sobrecarregar o sistema de aquisição devido ao excesso de dados.

No ensaio dinâmico, ao invés de utilizar massas para a aplicação das forças, foi utilizado um vibrador electrodinâmico, de forma a impor um carregamento do tipo sinusoidal (alternado puro), ilustrado na Figura 5. 20.

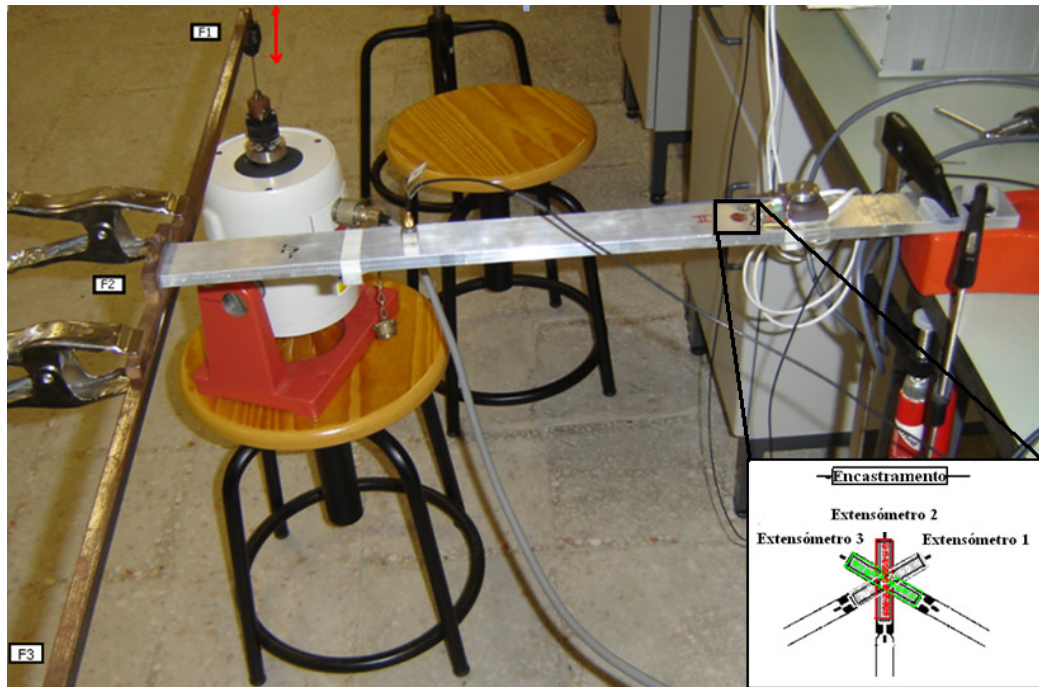


Figura 5. 20 - Montagem experimental dinâmica

Foram definidas as características do ensaio dinâmico, como:

- Frequência de amostragem de 500Hz;
- Frequência imposta pelo vibrador de 3Hz;
- Frequência de corte do de 8Hz, com ordem do filtro igual a 5;
- Tempo de aquisição 1 segundo.

Procede-se aos ensaios, aplicando a força pelo vibrador, na posição 1, 2 e 3, obtendo os resultados visíveis nos gráficos da Figura 5. 21, respectivamente.

Na posição 1, verifica-se que o extensómetro 2 e 3 estão em tracção quando o extensómetro 1 está em compressão, como era de esperar, sendo o valor de extensão maior em módulo no extensómetro 3, seguido do 2 e por fim o extensómetro 1.

Quando a força do vibrador é aplicada na posição 2, os extensómetros apresentam, como expectável, o mesmo sinal de extensão, uma vez que existe apenas flexão nesta situação, sendo o extensómetro 2 aquele que mede o maior valor de extensão, uma vez que está alinhado com a direcção da deformação da viga.

Quando a força é aplicada na posição 3, esperava-se um resultado oposto ao da posição 1, havendo troca de extensões entre o extensómetro 1 e 3. Verifica-se que o extensómetro 1 e 2 têm o mesmo sinal de extensão, sendo a extensão do extensómetro 1 superior à do extensómetro 2, devido à componente da torção.

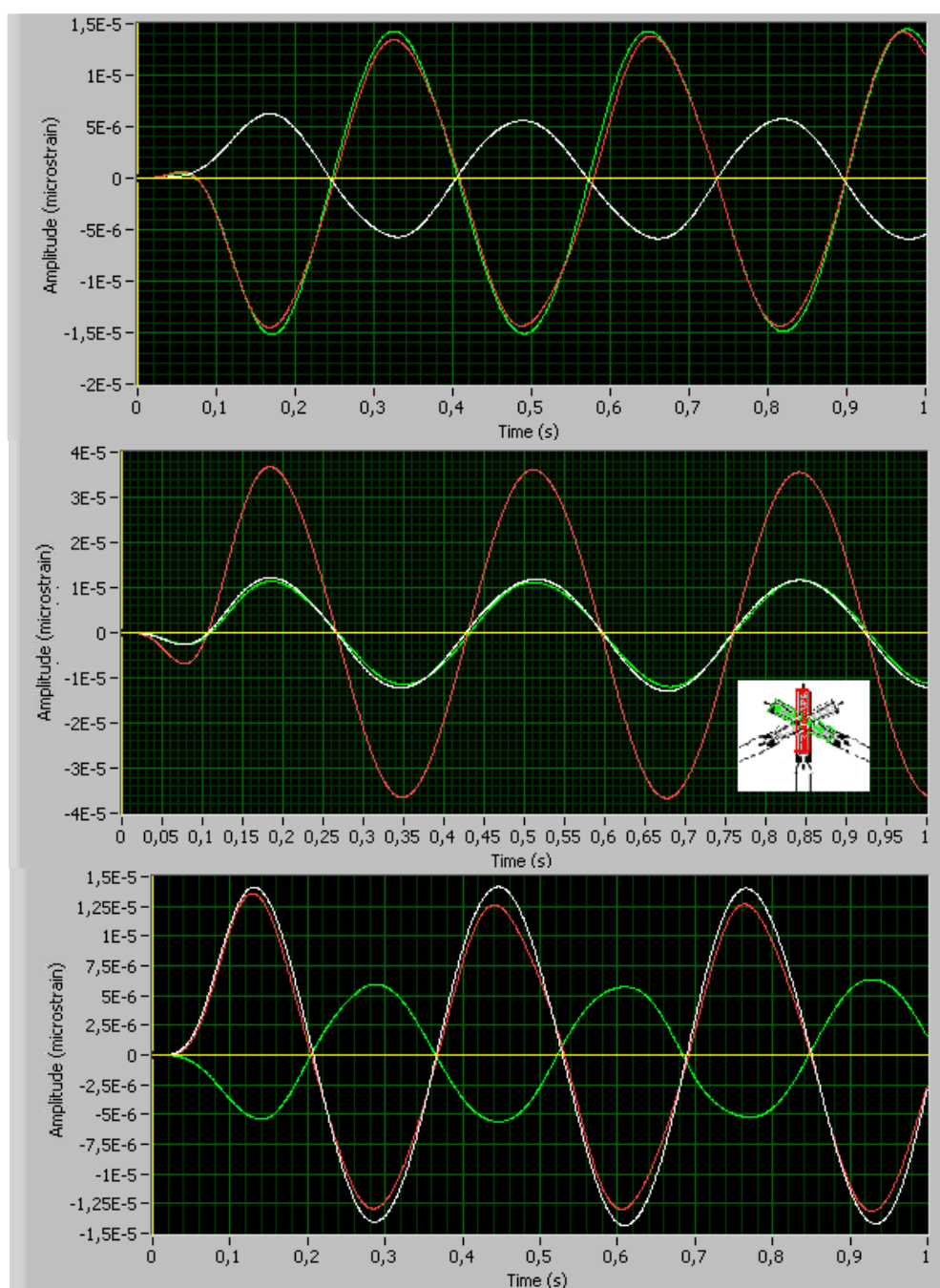


Figura 5. 21 - Medição dos 3 extensómetros nas 3 posições diferentes de aplicação da força

É ainda verificado, que a frequência de saída no *Labview* é igual à imposta pelo vibrador, ou seja, 3Hz. Percebe-se assim, que o sistema realiza correctamente a aquisição de sinal e está pronto para a aquisição do sinal na prova no navio.

5.3.2.1. Ensaio de longa duração

Depois de validado o sistema de aquisição, procedeu-se a um ensaio de longa duração, durante uma hora, que consistiu em fazer vibrar a viga harmonicamente e verificar a capacidade do sistema recolher uma elevada quantidade de dados.

- **Definição das características de aquisição e tratamento de sinal no *Labview***

Pretende-se recriar o efeito da ondulação. A ondulação marítima tem um período de onda que vai dos 3 aos 9 segundos, correspondendo a uma frequência máxima imposta dinamicamente de 0,33Hz, na situação de mar calmo. Majorando este valor para 1Hz, como sendo a frequência imposta de vibração da viga, conseguem-se resultados expeditos e assegura-se a necessidade de recolha de um maior número de pontos.

Após o ensaio inicial, concluiu-se que uma frequência de amostragem de 500Hz não pode ser utilizada, uma vez que o sistema virtual de aquisição não tem capacidade suficiente para fazer o *output* de tantos valores, como os recolhidos. Foi então definida uma frequência de amostragem de 62Hz, suficiente para reproduzir o sinal imposto.

Resumindo, no ensaio de longa duração, as definições do ensaio foram as seguintes:

- Frequência de amostragem de 62Hz;
- Frequência imposta dinâmica de 1Hz;
- Frequência de corte de 1,5Hz, com uma ordem do filtro igual a 5.
- Tempo de aquisição 3600 segundos;

Desta forma, foi eliminado o ruído e não se interferiu na frequência imposta pelo vibrador pneumático, obtendo os resultados conforme pretendido.

- **Comparação dos *softwares* no tratamento do sinal**

Devido às oportunidades de recolha de sinal no navio serem escassas, optou-se por recolher o sinal extensométrico em bruto, filtrando posteriormente o sinal. Assim, recorreu-se ao *software Matlab* para o tratamento dos resultados, uma vez que permite fazer essa análise numa fase posterior à recolha dos dados, ao contrário do *Labview*.

Foi efectuada a validação do *Matlab*, utilizando a rotina da Figura 5. 22, tratando o sinal do ensaio de longa duração da mesma forma que no *Labview* [39].

É perceptível na rotina que se obtém a mesma relação de filtragem (RF) que a utilizada no *Labview*. Na realidade, qualquer que seja a forma de definição do filtro, o que interessa é que a relação de filtragem se mantenha sempre igual, levando a filtrar sempre da mesma forma.

```

%function [Y] = filtro do sinal
clc;
x=extensometro1;
y=extensometro2;
z=extensometro3;

famostragem=62; %definição da frequência de amostragem do sinal;
fcorte=1.5; %definição da frequência de corte;
RF= fcorte/famostragem; %Relação de filtragem(RF) relaciona a frequência de amostragem com a frequência de corte [0,1];

[b,a] = butter(5,RF,'low');

X= filtfilt(b,a,x);
Y= filtfilt(b,a,y);
Z= filtfilt(b,a,z);

```

Figura 5. 22 – Filtragem do sinal no *Matlab*

Analisando apenas uma parte do sinal recolhido (2 segundos), verifica-se que a cada 1 segundo dos 3600 recolhidos é visível uma onda, como seria expectável, uma vez que a frequência imposta pelo vibrador é de 1Hz. O resultado pode ser visualizado na Figura 5. 23, onde se mostra ainda a utilização dos dois *softwares* no tratamento dos dados obtidos.

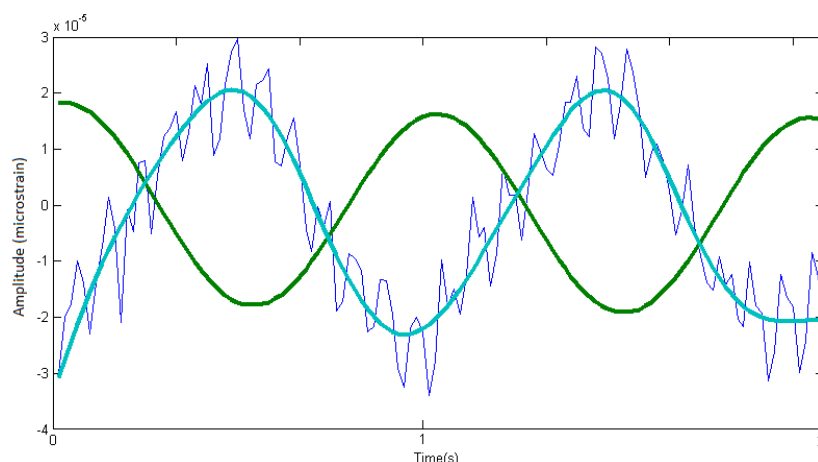


Figura 5. 23 - Comparação do filtro realizado em *Labview* (verde) e *Matlab* (azul)

O filtro utilizado no *Labview* apresenta um problema na fase do sinal, verificando-se que esta é alterada em relação à fase real, o que impossibilita a realização correcta de algumas análises, como por exemplo, na análise de acelerações, em que é muitas vezes tido em conta a fase do sinal. No tratamento pelo *Matlab*, não se verifica este problema, o que garante uma vantagem deste *software*. No entanto, o problema não tem significado para a presente dissertação, pois somente importa conhecer a amplitude da extensão e o número de ciclos que ocorrem durante a amostragem. Quanto à amplitude, verifica-se que é menor no tratamento no *Labview*, parecendo ser mais aproximada à do sinal não tratado quando aplicado o filtro do *Matlab*. Verifica-se que em ambos os filtros se obtém um sinal sem qualquer ruído.

Por conseguinte, considera-se o *Matlab* mais adequado no tratamento do sinal, utilizando este *software* no tratamento de sinal obtido no navio.

- Aplicação do método de contagem de *Rainflow* num caso prático

Será aplicado o método de *Rainflow*, anteriormente abordado, a este ensaio de forma a validar o método através de um caso prático. A duração de um ensaio dinâmico em laboratório foi de uma hora (3600 segundos). O valor de tensão obtido nesse ensaio, foi introduzido no *Workbench*, através de um *history load* e efectuada uma matriz de *Rainflow*, conforme a Figura 4. 24.

O ensaio foi realizado durante 3600 segundos, com uma frequência imposta de aproximadamente 1Hz. Fazendo uma contagem do número de ciclos através da Figura 4. 24, obtêm-se aproximadamente 3671 ciclos.

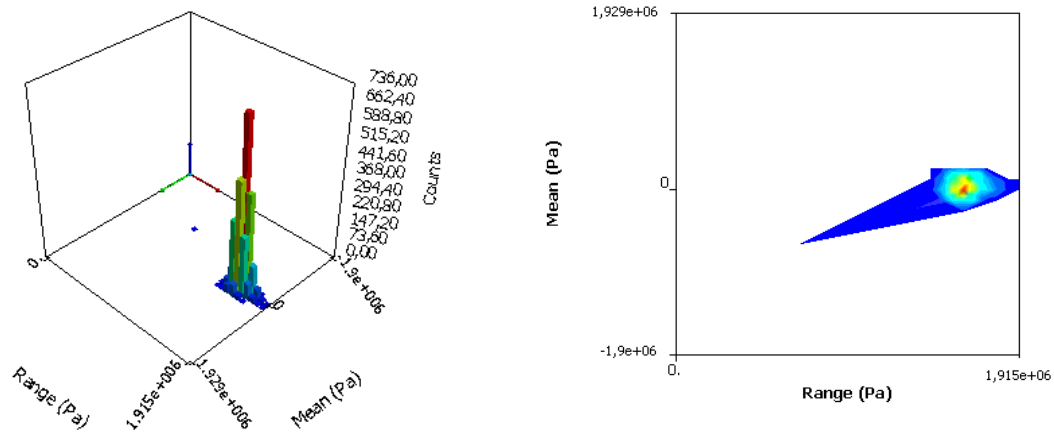


Figura 4. 24 - Matriz de *Rainflow* do ensaio do laboratório

A frequência imposta pelo sistema dinâmico não impunha exactamente 1Hz, mas sim com uma pequena tolerância, uma vez que o sistema de imposição da onda harmónica, não tinha a sensibilidade suficiente para aplicar o valor exacto. Assim, $(1\text{Hz} \pm 0,05) \times 3600\text{s} = 3600 \pm 180$ ciclos, garantindo que a contagem efectuada está dentro do intervalo. De salientar que a contagem feita pela Figura 4. 24 introduz possíveis erros de leitura.

Na Figura 4. 24, repara-se num ponto fora do aglomerado. Isto deve-se, à aplicação do filtro do *Labview*, que faz com que haja pelo menos um ciclo, onde a tensão média e gama de tensão estejam longe do local de acumulação. No geral, a tensão média está próxima de zero, uma vez que é uma solicitação dinâmica, sob uma onda harmónica, que representa um carregamento alternado puro. Pode-se afirmar que a matriz de *Rainflow* reproduz os resultados de forma fidedigna.

6. INSTRUMENTAÇÃO DA ANTEPARA E AQUISIÇÃO DE SINAL

Concluída a validação de todos os elementos da aquisição de sinal, é apresentado neste capítulo a aquisição de sinal no navio e a sua respectiva preparação.

6.1. Escolha de extensómetros e local de instalação

A escolha dos extensómetros foi realizada tendo em conta o material sobre o qual seriam colados, as forças que se pretendiam medir e o local de colagem.

Foram escolhidos extensómetros específicos para o alumínio, tendo compensação térmica adequada ao factor de expansão térmica do material em teste. No caso em estudo, interessava dispor de extensómetros de dimensão reduzida para fazer leituras localizadas próximas de um cordão de soldadura. O problema da dissipação de calor não se colocava, pelo que a opção por extensómetros com elevado comprimento de grelha não era necessária, bem como a utilização de extensómetros de 350Ω , o que inflacionava o seu custo de aquisição. A opção por extensómetros em roseta, permite o cálculo das tensões principais, uma vez que no navio não eram conhecidas as direcções das forças aplicadas.

Assim, tendo em conta os critérios descritos, a escolha recaiu sobre extensómetros em roseta, codificado na Figura 6. 1, assumindo-se como uma opção adequada para o trabalho a efectuar.

C2A-13-062LR-120

Figura 6. 1 – Código do extensómetro

Características do extensómetro utilizado:

- Material resistivo do extensómetro à base de constantan com um encapsulamento (protecção do material resistivo) em *polyimide* resistente e flexível;
- Fios eléctricos da liga de Cu-Ni (3 metros de cabo, soldado aos terminais);
- Roseta rectangular;
- Resistência nominal e tolerância: $120.0\Omega \pm 0.6\%$ a 24°C ;
- Gage Factor e tolerância: $\text{GF}=2.09 \pm 0.5\%$;
- Comprimento útil da grelha: 1,5 mm;
- Autocompensação para alumínio;
- Tempo de vida do constantan devido à fadiga é de 10^5 ciclos a $\pm 1500 \mu\text{m/m}$.

Cada extensómetro da roseta estava ligado a 3 condutores eléctricos (2 fios ligados a um terminal e o outro fio ligado a outro terminal), o que permitia a ligação em quarto-de-ponte utilizando 3 fios. No entanto a placa de aquisição apenas permite fazer esta ligação, utilizando extensómetros de 350Ω . Isto deve-se à ligação QTR (ver Figura 5. 11), utilizada nas ligações em quarto de ponte, que contém resistências internas de 350Ω , não permitindo a utilização da ligação com extensómetros de 120Ω , uma vez que não garantem a condição de equilíbrio da ponte de *Wheatstone*.

Concluiu-se, que não era possível a utilização dos 3 fios do extensómetro, utilizando-se uma ligação em meia-ponte e utilizando um extensómetro *dummy*, como definido na secção 5.2.6.

- **Local de instalação**

Os extensómetros foram aplicados na secção mestra do navio (Antepara nº21) devido às cargas máximas a que a Antepara está sujeita: flexão devida ao contra-alquebramento, cargas de compressão nas chapas do costado e da Antepara e torção (que está também presente nos navios). Estas cargas de compressão são mais intensas na zona inferior do navio, assim como as tensões provocadas pelo momento-flector devido ao contra-alquebramento, uma vez que é uma zona com maior distância ao eixo neutro da secção. Não obstante, a zona mais solicitada do ponto de vista de tensão de *von Mises*, calculada por simulação numérica, localiza-se quer na chapa reforçada próxima do centro da Antepara, na zona onde existe uma abertura para acesso ao convés, quer na zona de ligação do convés à Antepara, na zona da abertura para acesso ao convés. Estes seriam os locais preferenciais para serem colocados os extensómetros, não fosse o facto de existirem revestimentos nas chapas de alumínio em toda a zona referida, facto que impossibilitou a colocação nesta zona, uma vez que, por razões económicas e de segurança a bordo é um requisito primordial não se retirarem revestimentos.

Os extensómetros foram colocados na zona inferior da Antepara, junto à longarina, reforço em T que atravessa longitudinalmente o navio, uma vez que é uma das estruturas responsáveis pela absorção longitudinal dos esforços devido aos aquebramentos (Figura 6. 2). Em aditamento, esta zona está próxima de um esquadro, soldado à longarina e Antepara nº21, sendo um local de concentração de tensões e uma zona interessante para se efectuar o estudo.

A instalação dos extensómetros fez-se em duas lanchas diferentes, inicialmente na lancha NRP *Sagitário* e posteriormente na NRP *Centauro*, dando assim possibilidade de proceder às provas de mar nas duas lanchas. A colocação dos extensómetros foi realizada conforme a Figura 6. 2.

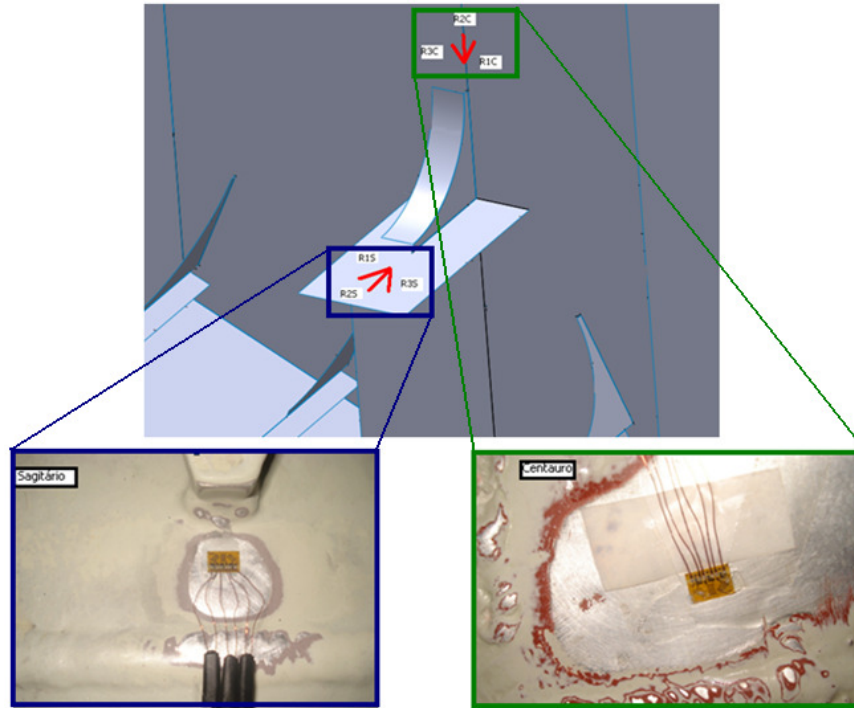


Figura 6. 2 – Colocação dos extensómetros nas lanchas

6.2. Procedimento de instalação dos extensómetros

Com vista a se obterem os melhores resultados possíveis, é importante fazer uma adequada preparação da superfície, aplicar correctamente as técnicas de colagem e utilizar as substâncias – colas, resinas, etc – aconselhadas. Os passos a seguir na instalação dos extensómetros são [26]:

1. Inicialmente deve-se desgordurar a superfície, de forma a retirar todo o tipo de óleos e contaminantes;
2. A superfície deve ser lixada para retirar toda a tinta e sujidade da chapa, criando alguma rugosidade na zona de aderência da cola. De salientar que as chapas de alumínio no navio têm uma camada de tinta bastante espessa e gordurosa, pelo que a limpeza da zona onde se colam os extensómetros é importante para a correcta colagem e leitura do sinal extensométrico;
3. Deve-se limpar a superfície com um condicionador sempre na mesma direcção, seguido da aplicação de um neutralizador na mesma zona. A superfície é limpa com um tecido até a sujidade ser toda removida;
4. Deve ser colado o extensómetro imediatamente a seguir ao trabalho de preparação da superfície com auxílio de uma fita adesiva;

5. A colagem do extensómetro com uma cola feita à base de cianocrilato pressupõe a aplicação de pressão sobre o extensómetro e a cola, durante um intervalo de tempo razoável, de modo a minimizar o risco do extensómetro se descolar;
6. Depois de retirada a fita adesiva, é aplicada, uma resina sobre o conjunto (extensómetro e fios eléctricos) para protecção da grelha do extensómetro. O fabricante aconselha a utilização de resinas apropriadas de acordo com o tipo de trabalho, as condições ambientais, e a temperatura de trabalho a que o extensómetro vai ser sujeito. Existe um tempo de cura adequado para a resina aplicada (no presente caso o fabricante aconselhava 24 horas);
7. Estando os extensómetros colados na superfície da chapa, foi realizada a ligação dos terminais à ponte de *Wheatstone*, como pode ser visto na Figura 6. 3.

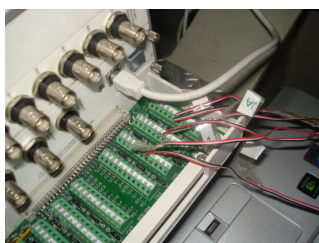


Figura 6. 3 - Ligação dos extensómetros na ponte extensométrica nos ensaios na lancha

6.3. Condições de Navegação e de recolha de sinal

Na fase de recolha do sinal na estrutura naval, procedeu-se ao embarque no navio (Figura 6.5) em Sesimbra, com o intuito de realizar a recolha dos dados numa saída programada, de forma a reproduzir uma saída normal recolhendo os dados numa situação real de saída.



Figura 6. 4 – Embarque no navio

Depois de todas as ligações extensométricas efectuadas, realizou-se a calibração dos extensómetros na situação mais favorável possível, ou seja, não sendo possível o navio estar completamente imóvel, existem sempre pequenas deformações, pelo que a calibração não é completamente perfeita. Recolheu-se durante 5 minutos um espectro de deformação e fez-se a média desses valores. De salientar, que nessa altura a ondulação era baixa, o que favoreceu a melhor

calibração dos extensómetros. As condições de mar quando o ensaio se iniciou (baía de Sesimbra), eram as representadas nas Figura 6. 5, Figura 6. 6 e 6. 8.

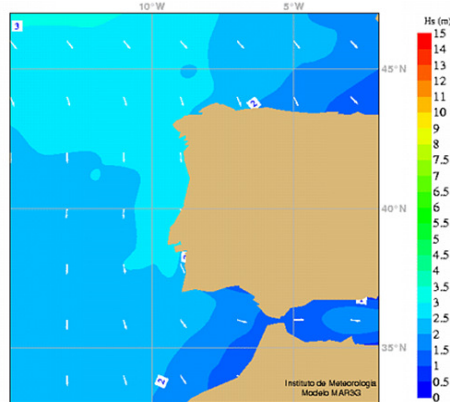


Figura 6. 5 - Altura significativa e direcção das ondas [40]

Na zona de Sesimbra a ondulação era de 0,5 metros. Depois de sair da zona de Sesimbra a ondulação era da ordem dos 2,5 metros (ambas viradas a sul), já em direcção a Lisboa. O período da onda situava-se na ordem dos 8 segundos. Nestas condições de mar, considera-se estar presente no estado 6 da escala de *Beaufort*. Esta informação foi confirmada pelo Comandante do Navio.

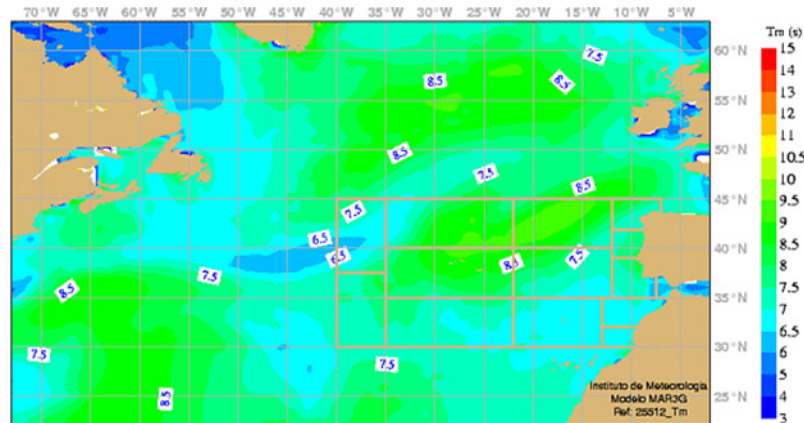


Figura 6. 6 - Período das ondas [40]

Percebe-se assim que a frequência da ondulação marítima é de 0,12Hz. Este valor é bastante inferior aos 100Hz da frequência de amostragem definida para recepção de sinal, comprovando-se assim que o sistema de aquisição de dados assegura a leitura de frequências devido à ondulação marítima.

A temperatura do mar também é um factor a ter em conta, havendo necessidade de compensar o *gage factor* com a variação de temperatura. A temperatura à superfície do mar estava a rondar os 20°C. Como o extensómetro está colocado na chapa da Antepara e não no costado, em contacto com o mar, considerou-se que a temperatura da chapa era de aproximadamente 25°C, não sendo por isso necessário compensar o *gage factor*.

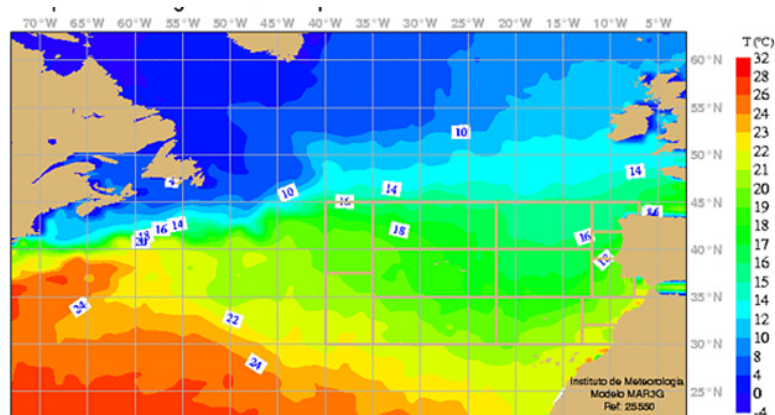


Figura 6. 7 - Temperatura à superfície da água do mar [40]

Quanto à interferência do ruído eléctrico no sinal extensométrico, verificou-se por meio de uma FFT, que o sinal tinha elevada interferência nos 50, 150 e 250 Hz, ou seja, a frequência da rede eléctrica e os seus múltiplos ímpares, como verificado na Figura 6. 8. Este problema foi resolvido por intermédio de um filtro no tratamento de sinal.

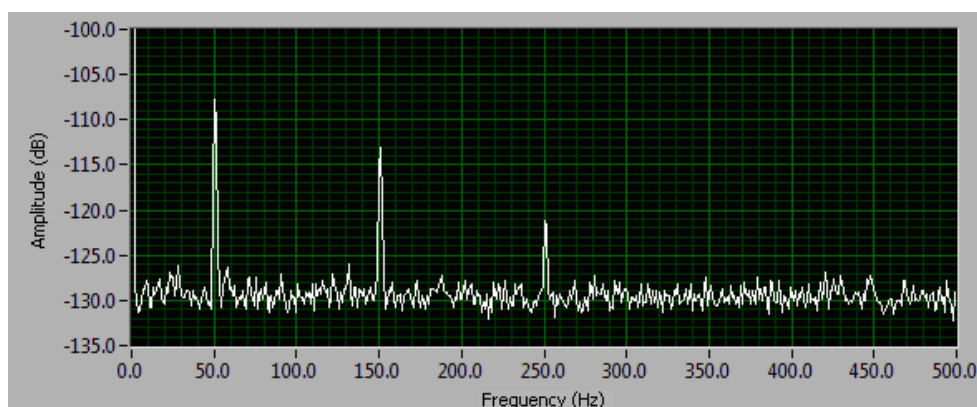


Figura 6. 8 - FFT com a lancha parada com motores em funcionamento

É visível a diferença entre a FFT dos ensaios de laboratório (Figura 5.15) e a presente FFT (Figura 6.9), que pode ser justificada pela diferença do tipo de corrente eléctrica ou ainda dos geradores que a fornecem. De salientar que a presente FFT foi obtida com os motores do navio ligados no ralenti.

6.4. Tratamento dos resultados recolhidos no Navio

O espectro foi obtido desde o embarque até à chegada à base naval de Lisboa, mas apenas o período de maior extensão medida será analisado. Os dados extensométricos recolhidos foram de aproximadamente duas horas, mas devido à elevada quantidade de dados, optou-se por usar apenas uma hora do espectro, sendo este o intervalo onde os valores de extensão eram mais intensos.

Para o tratamento do sinal, foi tido em conta a vibração dos motores. Ao filtrar o sinal não foi eliminada a frequência provocada pela vibração dos motores, pois a frequência máxima a que os motores trabalharam foi aproximadamente 30Hz (1800rpm) e o FPB aplicado tinha uma frequência de corte de 35Hz, eliminando o efeito do ruído eléctrico que se encontra para frequências superiores a 50Hz.

Caso o ruído eléctrico não fosse retirado do sinal, poderia ocorrer uma contagem de ciclos incorrecta pelo método de contagem de *Rainflow*, não reproduzindo o espectro real. Aplicando então o filtro como mostra a Figura 5. 22, ao sinal dos três extensómetros, obteve-se o sinal representado na Figura 6. 9, em que o espectro mais fluorescente representa o sinal filtrado. A azul está representado o sinal obtido no extensómetro 1, a vermelho no extensómetro 2 e a verde no extensómetro 3.

De forma a verificar a aplicação do filtro, individualizou-se o espectro respeitante a um segundo de medição, que pode ser visualizado na Figura 6. 10. É visível que com a frequência de corte a 35Hz, o número de ciclos contáveis é muito inferior ao inicial. As tensões e direcções principais foram calculadas, obtendo-se o resultado indicado na Figura 6. 11.

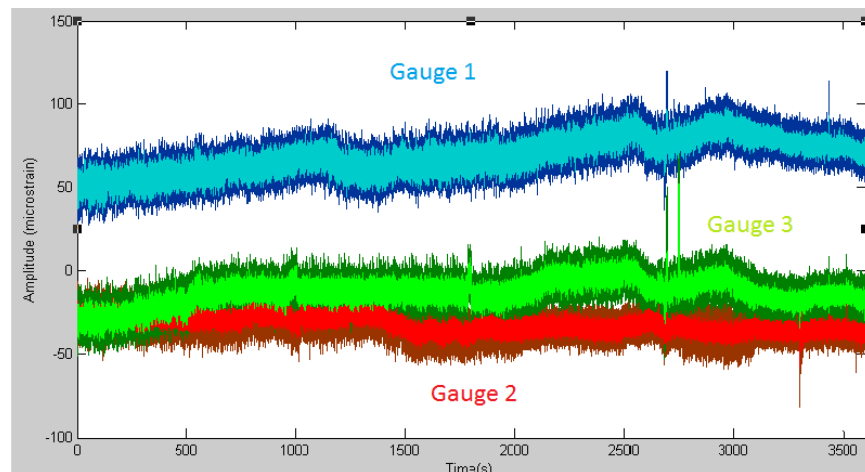


Figura 6. 9 - Espectro de extensão de uma hora medido na lancha e respectiva aplicação do filtro

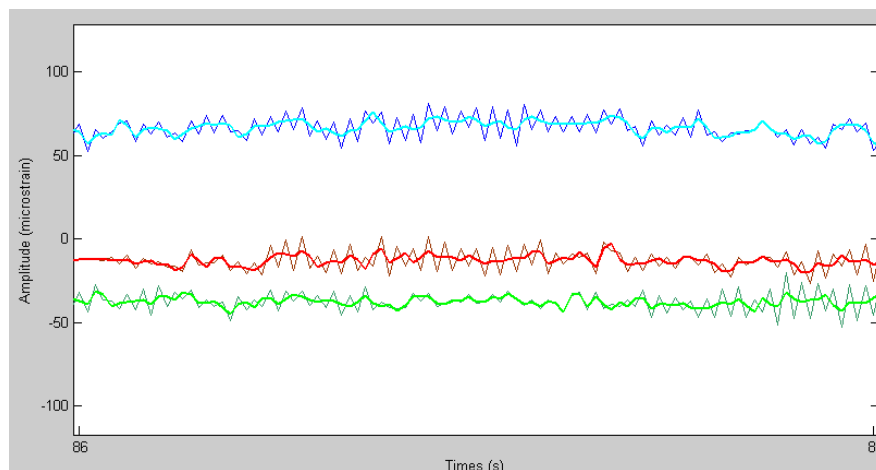


Figura 6. 10 - Aplicação do filtro de 35 Hz numa amostra de um segundo

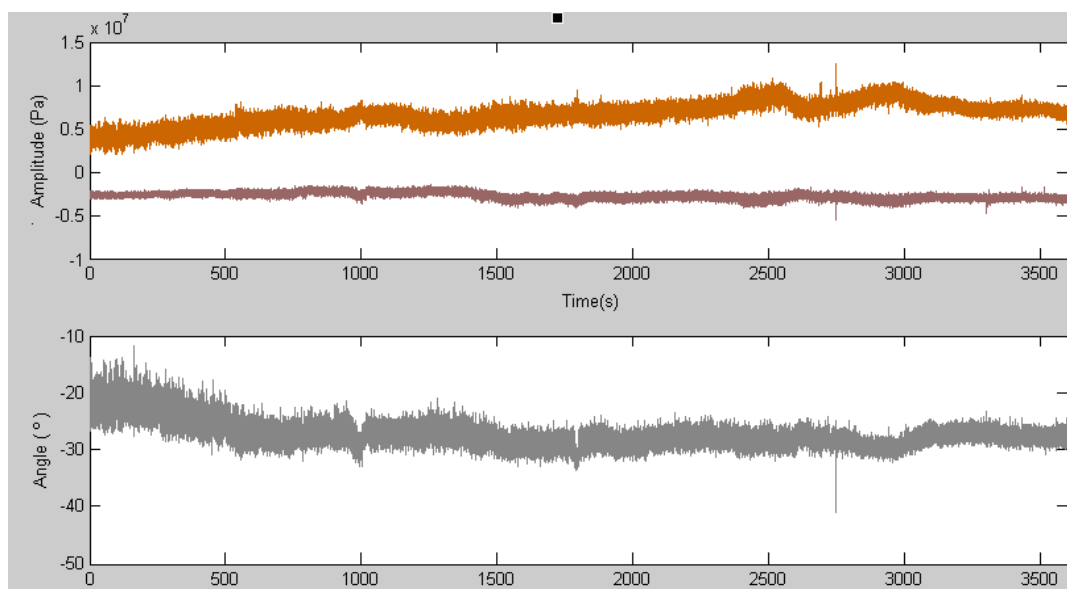


Figura 6. 11 - Tensões e direcções principais

Análise e discussão de resultados:

- Devido ao facto do navio ser de relativamente pequenas dimensões (26 metros de comprimento), durante a navegação, no navio sentia-se uma grande arfagem, devido á distância entre ondas ser superior ao comprimento navio, originando cargas de *slamming* repetidamente. Esta carga não é teoricamente a mais intensa, mas que se torna importante devido à constante repetição ao longo da navegação.
- Verifica-se que a tensão principal se situa próxima dos 30 graus negativos relativos ao extensómetro 1;
- Os resultados foram obtidos numa situação de ondulação pronunciada, estando presente o estado 6 da escala de *Beaufort*. A velocidade do navio predominante foi próxima da velocidade máxima (23 nós e 1700 RPM);
- Analisando o espectro, verifica-se que o extensómetro 1 e 3 são idênticos no aumento e diminuição da extensão, o que indica uma situação de torção. Esta situação pensa-se que se deva maioritariamente à vibração dos motores, que no local era notório;
- Comparando os valores de tensão principal no navio, com aqueles verificados nas simulações do MEF, verifica-se que os resultados numéricos estão dentro do intervalo de valores obtido experimentalmente, uma vez que as tensões principais no navio estão entre os 5 e 11MPa, sendo os numéricos próximos dos 8 MPa;

7. CÁLCULO DA VIDA À FADIGA DA ANTEPARA Nº 21

Uma vez recolhido o espectro de extensão que a lancha está sujeita nas condições de mar verificadas, é necessário realizar uma previsão do comportamento à fadiga da Antepara nº21. Este tipo de análise é útil para uma correcta percepção da longevidade da estrutura. De forma a realizar uma correcta análise à fadiga, é necessário ter especial atenção a alguns factores como a geometria da estrutura em estudo (concentração de tensões), o espectro de tensão aplicado, as propriedades mecânicas do material, soldaduras (havendo defeitos, reduz a vida à fadiga) e o meio ambiente em que o material está inserido.

Neste capítulo a previsão de vida à fadiga é realizada utilizando o *software Workbench*, já validado em capítulos anteriores.

7.1. Definição do material

Uma das características mais importantes na obtenção da vida à fadiga é a definição do material, sendo o Módulo de *Young*, tensão de cedência e tensão de rotura, importantes para a sua obtenção. A liga de alumínio a utilizar na simulação será a liga 5083-H111, usada em construção naval, uma vez que é a liga utilizada na construção da chapa onde ficou instalado o extensómetro, sendo por isso, a liga apropriada para a obtenção da vida da estrutura.

A previsão de vida à fadiga é realizada de acordo com curvas S-N disponibilizadas pelo IIW (*International Institute of Welding*), onde para cada tipo de detalhe de ligas soldadas, é disponibilizado a curva S-N correspondente. A partir da Figura 6. 2, onde é possível verificar a colocação dos extensómetros na lancha “*Centaurus*” e “*Sagitário*”, consegue-se fazer uma analogia das geometrias verificadas, com as ligações soldadas disponibilizadas pelo IIW.

Os detalhes semelhantes às condições próximas das verificadas no navio são visíveis na Figura 7. 1.

Assumiu-se no caso da colocação do extensómetro na lancha “*Centaurus*”, uma ligação cruciforme, com ocorrência de fissuras no pé do cordão de soldadura, é representativa da ligação e modo de falha existente na ligação da chapa da Antepara 21 ao reforço em T longitudinal. Neste detalhe, o valor da tensão limite de fadiga (413 do IIW) para 2×10^6 ciclos de vida, é de 22 MPa.

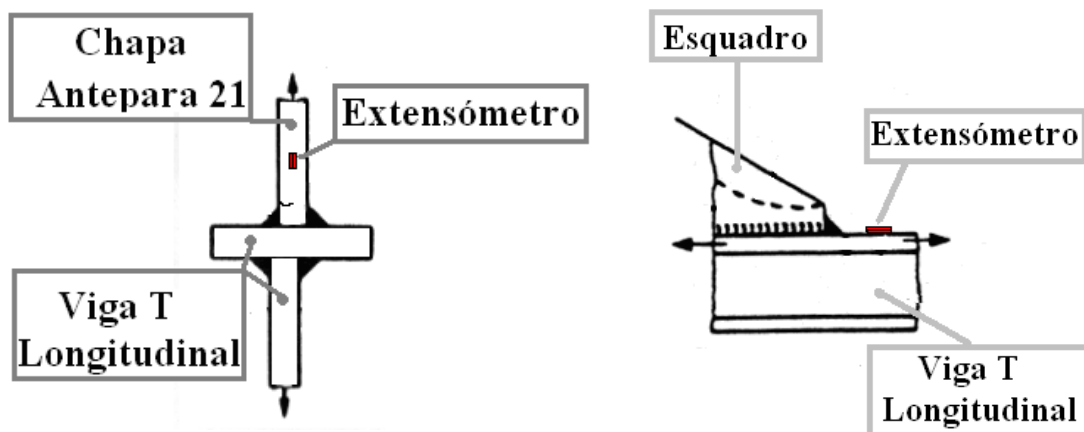


Figura 7. 1 – Associação dos detalhes do IIW ao verificado na lancha *Centauro* (esq.) e *Sagitário* (dir.) [30]

No caso do extensômetro colocado na lancha “*Sagitário*”, assumiu-se um detalhe com uma soldadura de transição suave entre a viga longitudinal e o esquadro, e ainda com o raio do esquadro menor que metade da altura da viga longitudinal. Pelo IIW para este detalhe (523) a tensão limite de fadiga para 2×10^6 ciclos de vida é de 20 MPa. As curvas podem ser visualizadas na Figura 7. 2.

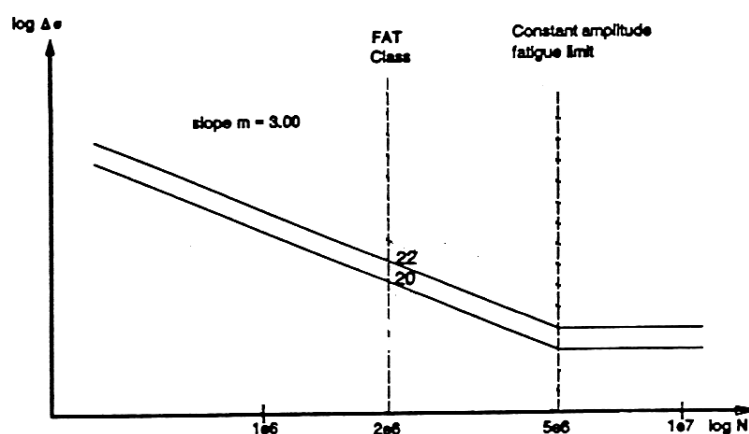


Figura 7. 2 - Curvas S-N dos detalhes escolhidos [30]

Nos detalhes, apenas o da lancha “*Centauro*” será considerado, uma vez que foi desta que se retirou os dados extensométricos. Como a curva S-N respectiva ao detalhe, é a pior curva para qualquer liga ensaiada de alumínio, para tensão média igual a zero, pode-se considerar que a liga 5083-H111 onde foi instalado o extensômetro, está englobada neste ensaio, havendo um possível coeficiente segurança majorado, podendo usa-la como a curva S-N desse material. A tensão de cedência e rotura da liga 5083-H111 utilizada pode ser visualizada na secção 2.1.1, através da Figura 2.3.

A equação da curva S-N considerada é então:

$$N = \frac{2,13 \times 10^{28}}{(\Delta\sigma)^3}$$

Estas características são introduzidas no *Workbench*, de forma a realizar o cálculo de vida à fadiga numericamente.

7.2. Considerações

Como abordado no capítulo 2, dependendo do ambiente e a geometria do detalhe considerado, estes irão corresponder a certos coeficientes que levarão à redução da tensão limite de fadiga das curvas S-N. O coeficiente de redução da fadiga determinado é igual a 1, uma vez que o detalhe no navio, está sujeito a certas condições que influenciam os coeficientes da seguinte forma [30]:

- Coeficiente de fiabilidade: é considerado 1, uma vez que as curvas são obtidas considerando uma probabilidade de 95% do detalhe sobreviver aos esforços;
- Coeficiente de temperatura: abaixo dos 70°C este coeficiente é 1;
- Coeficiente de dimensão não é considerado, considerando um valor de 1;
- Os efeitos da corrosão não são considerados, uma vez que são locais onde foram aplicadas camadas de tinta primária e de protecção externa, que garantem uma elevada protecção à corrosão. O local em questão não está em contacto directo com a água do mar;
- Concentração de tensões: único factor a considerar no cálculo da vida à fadiga e que não é tomado em conta na curva S-N, sendo este efeito automaticamente considerado no programa de elementos finitos (*Workbench*);
- Compensação da tensão média é realizada pelo *software Workbench* através do critério de *Soderberg* (critério mais conservativo).

Tomadas as considerações relativas às curvas S-N, segue-se o cálculo da vida à fadiga da Antepara nº 21.

7.3. Previsão da vida à fadiga

Depois de definidas todas as características dos materiais, é necessário introduzir o carregamento recolhido nos ensaios de mar. Este carregamento é uma solicitação de carga variável, onde o *software* aplicará o método de contagem de *Rainflow*, determinando as suas características.

Devido ao facto de no *Workbench*, a tensão não poder sofrer mudança de ângulo, a tensão principal não poderá ser aplicada na estrutura, sendo utilizado a tensão de um dos extensómetros da roseta. A tensão a utilizar para o cálculo da fadiga será a tensão do extensómetro 1 (Figura 7. 3) uma vez que é aquele cuja tensão média é mais significativa.

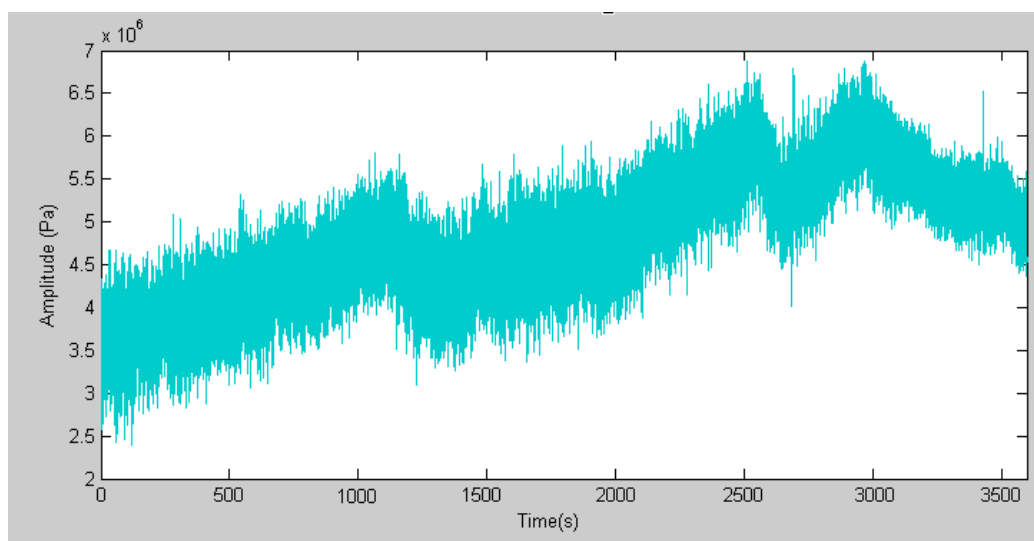


Figura 7.3 - Espectro de tensão de uma hora do extensómetro 1

Desta forma, estamos a reproduzir a tensão aplicada ao navio, levando à determinação da respectiva vida à fadiga.

De salientar que pelo IIW, para espectros com gama de tensão inferior a 14 MPa, é considerado que a vida de qualquer detalhe estrutural é infinita, pelo que confirmando na Figura 7.3, se verifica que no máximo se tem aproximadamente uma gama de tensão de 2 MPa, o que à partida corresponderá a uma vida infinita.

De forma a representar as características do carregamento, é realizado a matriz de *Rainflow*, ficando explícito num histograma as características do carregamento. Esse histograma pode ser visualizado na Figura 7.4.

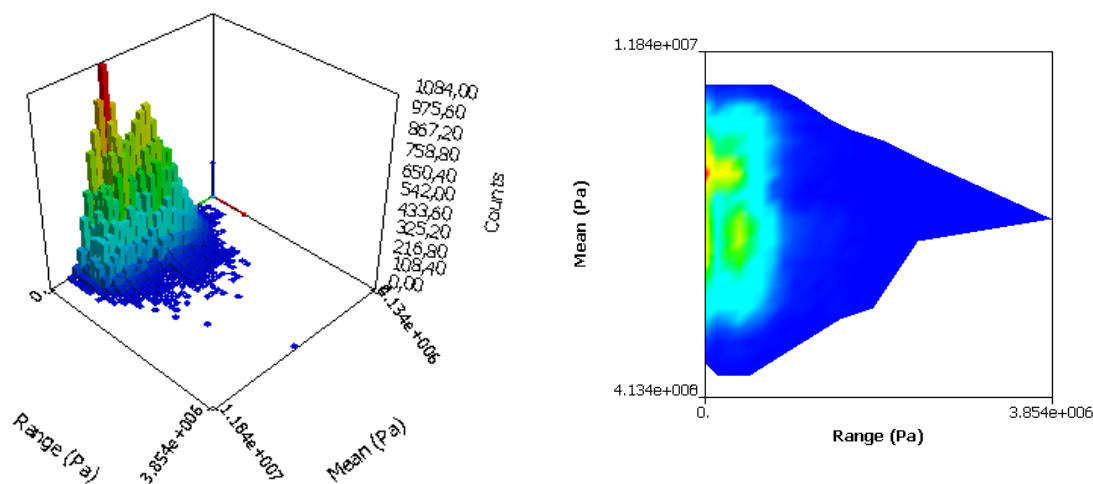


Figura 7.4 - Matriz de *Rainflow* do carregamento na lancha

Com o carregamento introduzido, a vida à fadiga é calculada numericamente pelo software *Workbench* e que resulta na Figura 7.5.

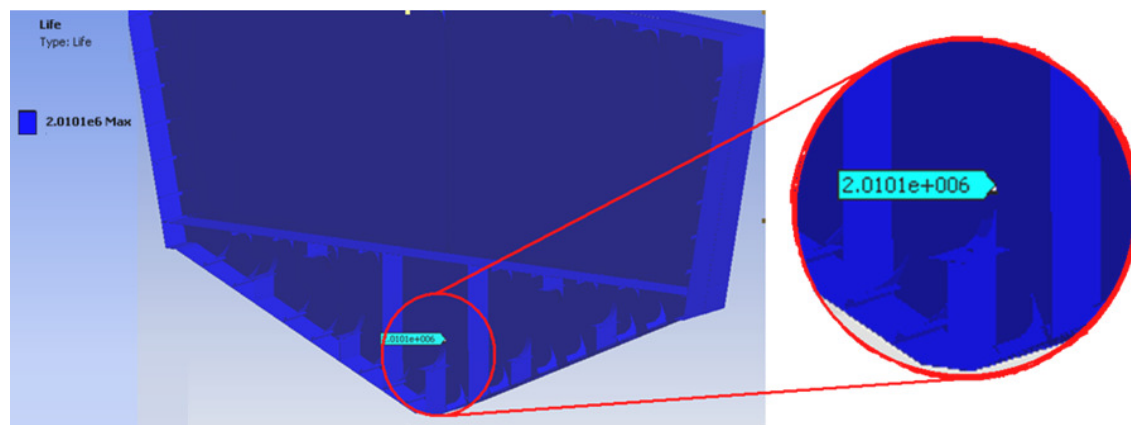


Figura 7. 5 - Determinação da vida à fadiga da Antepara 21

A vida do local analisado da antepara (onde se localizavam os extensómetros) é considerada infinita, com o resultado de 2 milhões de blocos, em que cada bloco corresponde à tensão do bloco de carregamento introduzido, que corresponde a 1 hora de carregamento. Como a utilização do navio é de cerca de 1000 horas por ano, conclui-se que o navio tem vida infinita. Na realidade a lancha foi projectada para ter uma vida de 30 anos, concluindo-se que para estas condições de mar, essa zona da Antepara em específico, resistirá à fadiga durante os 30 anos para a qual foi projectada.

8. CONCLUSÕES

O objectivo principal da dissertação é a análise da resposta estrutural de uma lancha da classe “Centaurus” em navegação na costa portuguesa.

Durante a navegação, a ondulação é a origem da maioria das cargas a que o navio está sujeito, de onde se evidencia o contra-alquebramento como a mais intensa entre o conjunto das cargas de serviço. Esta carga de serviço provoca um momento-flector de 2053 kN.m nas imediações da secção mestra do navio (Antepara nº21).

Realizadas as simulações das cargas de serviço na Antepara nº21, confirmou-se o contra-alquebramento como a carga de serviço crítica, sobrepondo-se às restantes, verificando-se que a tensão máxima induzida é de aproximadamente 36 MPa, no reforço no centro da Antepara próximo do acesso ao convés, local onde está instalada uma escada. Realizando uma análise crítica aos resultados, salienta-se a simplificação da flexão do navio, que para ser mais correcta, devia ter sido colocada a pressão provocada sobre o topo da antepara na direcção vertical, simulando a compressão da antepara, sendo ainda necessária a modelação integral do navio, de modo a que a indução do momento flector estivesse mais de acordo com a realidade física do problema.

Quando é simulada a situação hipotética de alagamento num compartimento estanco adjacente à Antepara 21, verifica-se que a tensão máxima induzida chega a valores de 210 MPa, sendo esta situação hipotética, perigosa ao navio, pois aproxima-se de valores de cedência do material. Este valor é importante para a segurança do navio uma vez que, a antepara nº21 tem também o objectivo de manter a estanqueidade da casa das máquinas em caso de alagamento, garantindo ainda assim a operacionalidade do navio. Sendo um compartimento de grandes dimensões leva a grandes esforços quando alagado. Salienta-se que os valores obtidos nas análises numéricas obtêm-se a partir de cargas calculadas por sociedades classificadoras, sendo estas bastante conservadoras nos cálculos, podendo os resultados não reflectir com exactidão a realidade das situações recriadas.

Os resultados obtidos nas análises estruturais a partir dos *softwares Ansys e Workbench*, revelaram uma diferença máxima de 7,5%, quando simulado um alagamento hipotético, considerando aceitável esta diferença, pois é um valor relativamente baixo.

Partindo da necessidade de efectuar a aquisição de sinal extensométrico no navio, realizou-se um programa de aquisição de sinal em tempo real em *Labview*, recorrendo ainda a uma ponte extensométrica para recolher o sinal dos extensómetros. Os valores de tensão principal obtidos encontram-se entre os 5 e 11MPa, em condições de navegação no estado 6 da escala de *Beaufort*,

estando o valor obtido pelos *softwares* de elementos finitos na ordem dos 8 MPa, ou seja, dentro do intervalo obtido no navio. Durante a navegação verificou-se que a carga que mais vezes ocorria seria a carga devido ao *slamming*, não sendo à semelhança dos alquebramentos uma carga tão intensa, mas que devido à sua aplicação em grande quantidade durante a navegação, poderá ter influência nos efeitos de fadiga no navio.

Para as condições verificadas de navegação (estado 6 da escala de *Beaufort*), determinou-se a vida à fadiga do local da antepara onde se encontravam os extensómetros, obtendo-se vida infinita, ou seja, não há rotura por fadiga ao fim dos 30 anos, tempo para a qual são projectados os navios. Este resultado é obtido considerando ainda que a lancha da classe *Centauro* tem uma utilização média de navegação de 1000 horas/ano.

8.1. Trabalhos Futuros

De forma a trazer uma melhoria ao trabalho realizado, propõem-se que sejam realizados os seguintes pontos:

- Modelação de todo o navio de forma a ter em conta toda a estrutura, verificando as diferenças de esforços com a modelação presente;
- Realização de uma análise para a determinação das frequências naturais do navio, podendo desta forma ser identificadas possíveis situações de ressonância relacionandas quer com a frequência dos motores quer com a frequência de encontro;
- Recolha de dados extensométricos em várias zonas do navio em simultâneo, de forma a obter um maior histórico de dados, podendo mais facilmente fazer cruzamento de resultados, com as cargas aplicadas;
- Criação de um ambicioso sistema de aquisição de controlo à distância, de forma a recolher os dados durante vários dias, em várias situações de navegação;
- Criação de uma rotina em *Matlab* para aplicação do método de contagem de *Rainflow*, relacionando com os resultados da matriz de *Rainflow* das análises numéricas, trazendo uma mais valia aos resultados.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Lanchas de fiscalização rápida da classe *Centauro*, Desenhos, Arranjo geral, Direcção Navios Marinha Portuguesa
- [2] http://barcoavista.blogspot.com/2009/08/lanchas-de-fiscalizacao-rapida-classe_19.html (22-12-2010)
- [3] <http://www.areamilitar.net/directorio/nav.aspx?nn=13> (22-12-2010)
- [4] North, R, “Fatigue of Aluminium Structural Weldments”, Ship Structure Committee, 2000
- [5] Ferraris, S; Volpone, L, “Aluminium Alloys in Third Millennium Shipbuilding: Materials, Technologies, Perspectives”, Fifth International Forum on Aluminium Ships, 2005
- [6] <http://www.world-aluminium.org/About+Aluminium/Story+of> (04-01-2011)
- [7] Martins, N; Fernandes, B; Silva, P, “Soldadura de Ligas de Alumínio em Construção Naval”, Tese de Mestrado (em Português), FCT/UNL, 2008
- [8] <http://www.matweb.com/search/CompositionSearch.aspx> (04-01-2011)
- [9] Matos, J; Martins, R, “Estudo do Comportamento Mecânico/Estrutural de Painéis Reforçados em Ligas de Alumínio de Construção Naval”, Tese de Mestrado (em Português), FCT/UNL, 2008
- [10] EN 1999-1-3; Eurocode 9: Design of aluminium structures – part 1- 3: structures susceptible to fatigue; 2007; Pag 38-42
- [11] Branco, C; Ferreira, J; Costa, J; Ribeiro, A, “Projecto de órgãos de Máquinas”, Fundação Calouste Gulbenkian, 2ª edição, 2008, Pag 231- 250
- [12] Journée, J; Pinkster, J, “Introduction in Ship Hydromechanics”, Draft Edition, 2002
- [13] Rules and Regulations for Classification of Special Service Craft, Lloyd’s Register of Shipping, London, 1999, Cap3
- [14] Design Principles and loads, Rules for classification of High Speed, Light craft and naval surface craft, Det Norske Veritas, 2005
- [15] Rawson, K; Tupper, E, “Basic Ship Theory”, Fifth Edition, Oxford, 2001
- [16] Lariduru, S, “Fatigue Life Calculation by Rainflow Cycling Counting Method”, Msc, Midle East Technical University, 2004
- [17] Chalmers, D, “Design of Ship Structures, HMSO - Ministry of Defence”

- [18] Kulazi, A, “Comportamento à fadiga do aço DP600 processado por jacto de água”, Tese de mestrado (em Português), IST, 2007, pag 21- 48
- [19] Cook, R; Malkus, D; Plesha, M; “Concepts and Application of Finite Element Analysis”, Third Edition, 1989
- [20] Rodrigues, H; Martins, R; Neves, L, “Análise de falhas nas superfícies de alto desempenho para a estabilidade transversal de navios (robaletes)”, Tese de mestrado (em Português), FCT/UNL, 2009, Pag 27
- [21] Meireles, J, “Análise dinâmica de estruturas por modelos de elementos finitos identificados experimentalmente”, Tese de Doutoramento (em Português), UM, 2007, Pag 45- 65
- [22] Urgueira, A,” Fundamentos de Extensometria Eléctrica”, 2006 (em português)
- [23] Antunes, J; Antunes, S; “A Análise de Assinatura no Controlo da Qualidade de Processos (o Corte de Rochas Ornamentais)”, Tese de Mestrado (em Português), IST, 2003
- [24] Magalhães, R, Júnior, A, “Avaliação do uso da extensometria na análise de tensões residuais de soldagem”, Pós-graduação (em português), UFB, 2008, Pag 46-65
- [25] Andolfato, R; Camacho, J; Brito, G, “Extensometria Básica”, UNESP, 2004
- [26] Tech Note TN-505-4 “Strain gage selection: criteria, procedures, recommendations”, Vishay micro-measurements, 2007
- [27] Branco, C, “Mecânica dos Materiais”, 4ª Edição, Fundação Calouste Gulbenkian, 2006, Pag 327 - 400
- [28] Ferreira, J, “Comportamento em Serviço dos Materiais”, Universidade de Coimbra, 1999
- [29] Ahi, A, “Análise de fadiga em pontes rodoviárias de concreto armado”, Pós-graduação (em português), UERJ, 2009, Pag 34-40
- [30] Hobbacher, A, “Fatigue design of welded joints and components”, The international institute of welding, Abington Publishing, First Edition, 1996
- [31] Bellorio, M, “Revisão sobre os critérios de fadiga para cabos condutores de energia e uso de metodologia para estimativa da sua vida remanescente”, Tese de mestrado (em português), Universidade de Brasília, 2009, pag 13 – 24
- [32] Carvalho, J. R; Moraes, P, “Órgãos de Maquinas Dimensionamento. Livros técnicos e científicos”, editora SA, 2ªedição, 1978, Pag. 85
- [33] Branco, C; Fernandes, A; Castro, P, “Fadiga de Estruturas Soldadas”, 2ª Edição, Fundação Calouste Gulbenkian, 1999
- [34] Manual utilizador SCXI, National Instruments
- [35] Manual de Treinamento do Labview Básico I, Curso do software – versão 6.0, Outubro de 2000

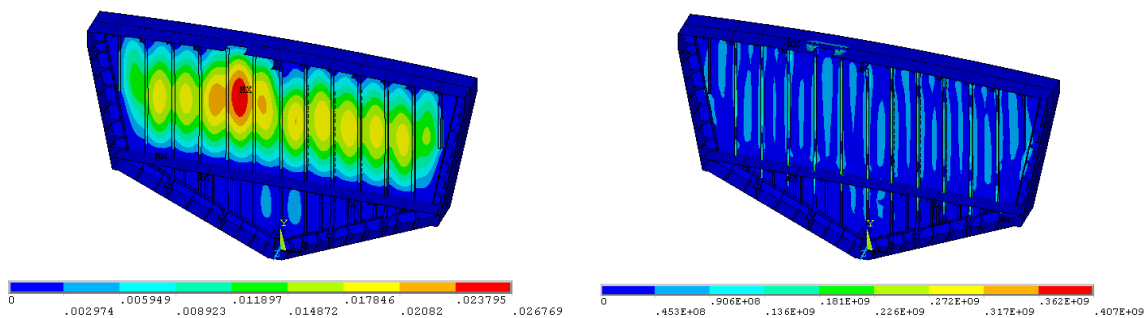
- [36] http://www.getulio.eng.br/meusalunos/sad/Teorema_da_Amostragem.pdf (20/4/2011)
- [37] <http://www.kwon3d.com/theory/filtering/lpass.html> (20/7/2011)
- [38] Beer, F; Johnston, E; Dewolf, J, “Mecânica dos Materiais”, McGraw-Hill, 3ªedição, 2003
- [39] Carvalho, D; Leonardi, F, Processamento digital de sinais de força, Relatório final de pesquisa (em Português), FEI, 2011
- [40] <http://www.meteo.pt/pt/maritima/mar3g/> (1/6/2011)

Anexos

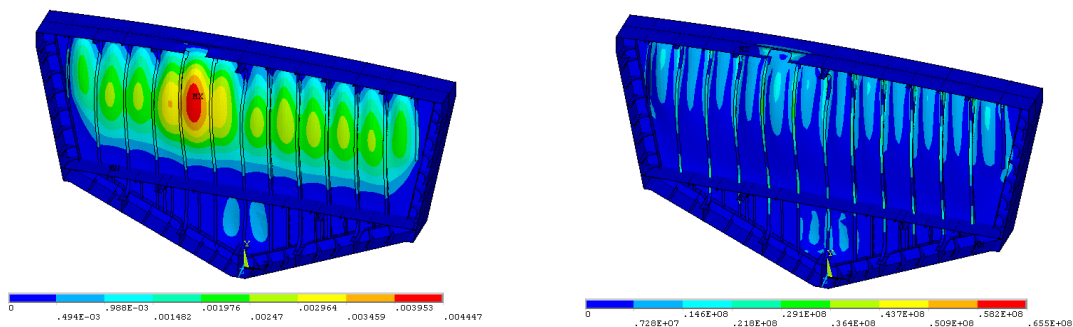
Anexo 1 – Simulações Antepara 21

As simulações da esquerda referem-se à deformação e da direita à tensão de *von Mises*

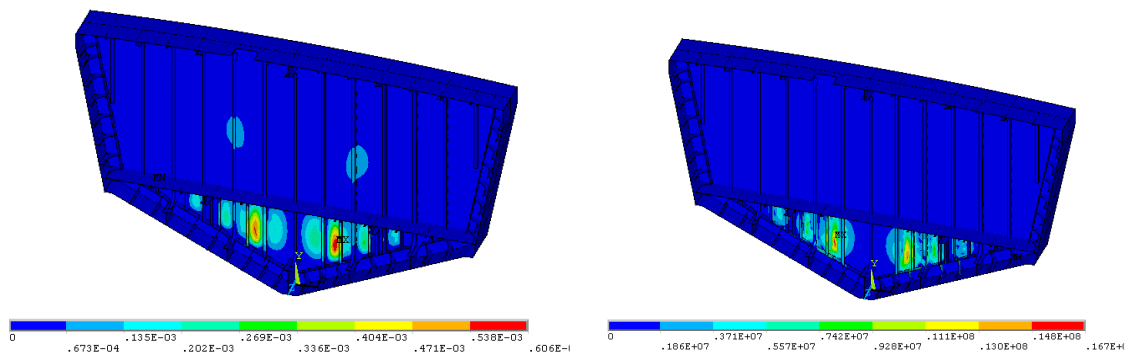
Alagamento:

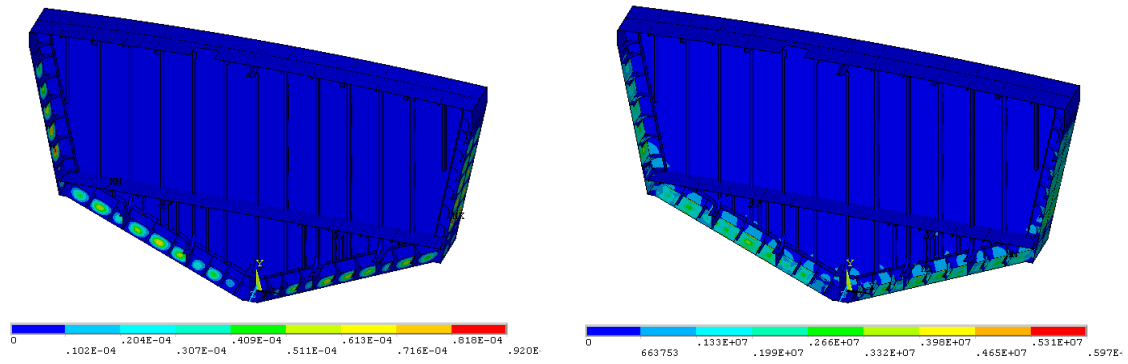


Contra-Alquebramento:



Combustível

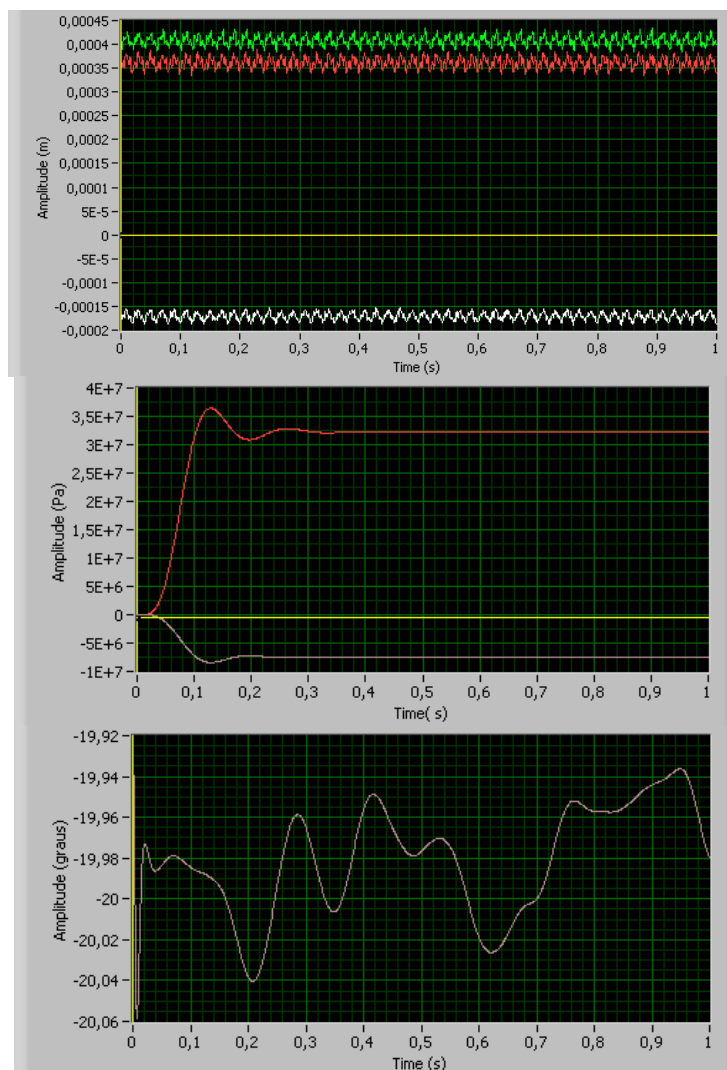


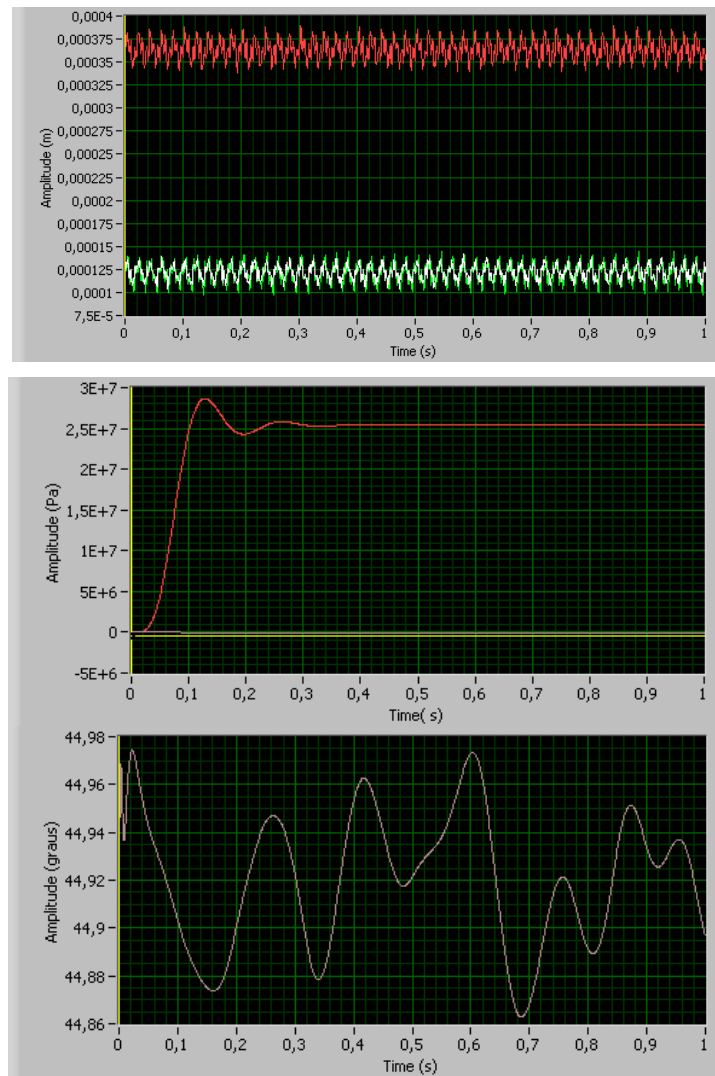
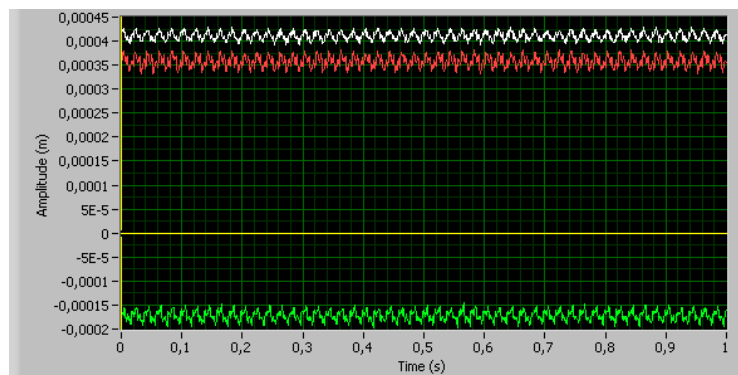
Pressão do mar

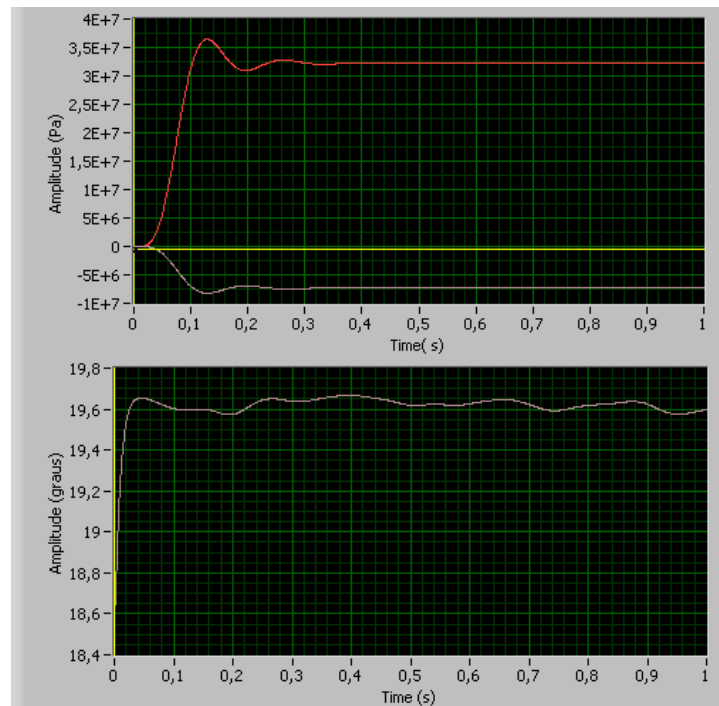
Anexo 2 – Resultados experimentais laboratório

- Extensões calibradas não filtradas, tensões e direcções principais, respectivamente

Força F1 estática:

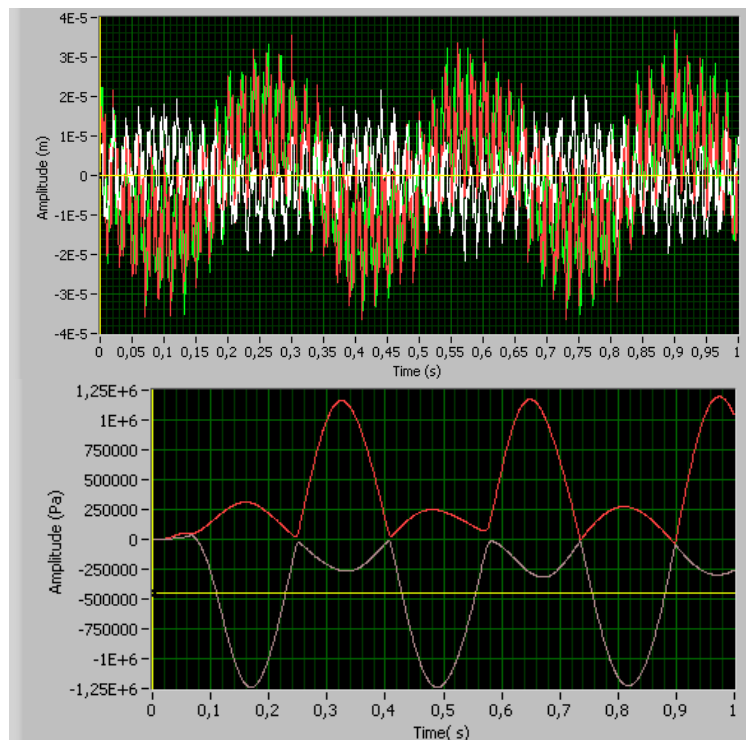


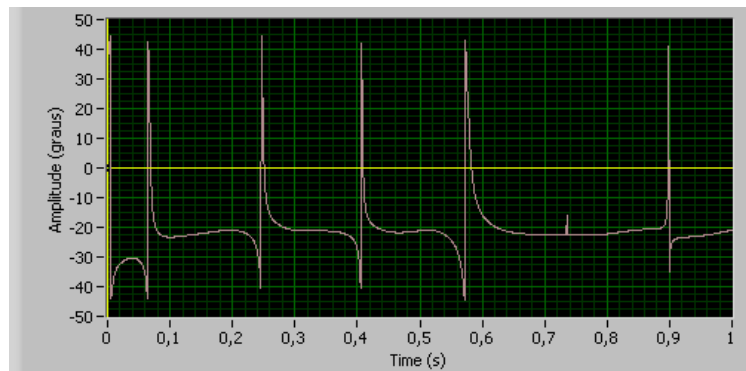
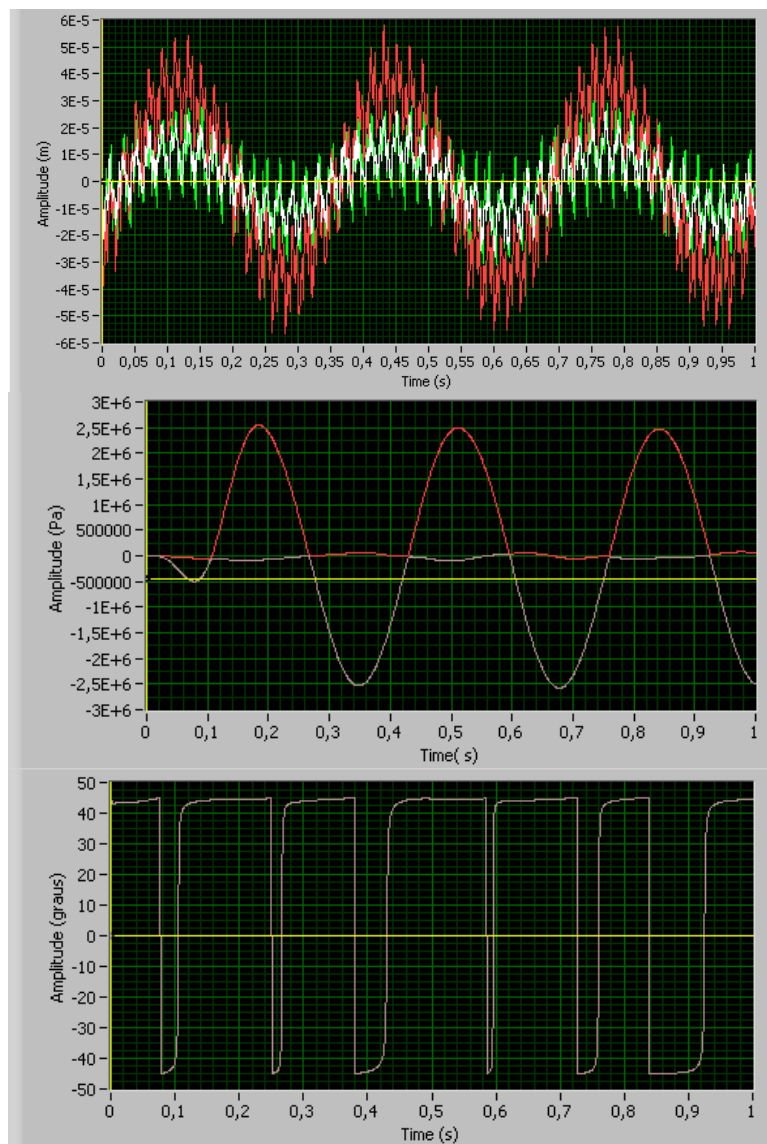
Força F2 estática:**Força F3 estática:**



- Extensão não filtrada, tensões e direcções principais, respectivamente

F1 Dinâmico:



**F2 dinâmico:**

F3 dinâmico:

